

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Návrh hydraulického pohonu hydraulické ruky a posilovače
řízení mobilního stroje**

Proposal of Hydraulic Arm and Power Steering for Mobile
Machinery

Student: **Bc. Martin Bielak**
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Martin Bielak

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 530,30
747 27
Koběřice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BIELAK, M. *Návrh hydraulického pohonu hydraulické ruky a posilovače řízení mobilního stroje*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 53 s. Vedoucí práce: Stonawski, E.

Diplomová práce se zabývá návrhem hydraulického pohonu hydraulické ruky mobilního stroje. Podle silového zatížení na stroji jsou navrženy přímočaré hydromotory pro pohyb jednotlivých částí ramen, kyvný hydromotor potřebný k natáčení ramene vůči přívěsu a také světlost vedení. Hydraulický systém pracuje v otevřeném okruhu, kde zdrojem tlakové energie je vnější hydraulický okruh mobilního stroje. Ve druhé části se diplomová práce zabývá posilovači řízení. Práce obsahuje podrobný přehled funkce současných posilovačů řízení (mechanicko - hydraulických, elektro – hydraulických a elektro - mechanických). Následuje návrh posilovače řízení mobilního stroje. V závěrečné části je ověřena funkce posilovače řízení na skutečném obvodu. Z naměřených hodnot jsou následně sestrojeny jednotlivé závislosti.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

BIELAK, M. *Proposal of Hydraulic Arm and Power Steering for Mobile Machinery*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2010, 53 p. Thesis head: Stonawski, E.

The diploma thesis deals with the hydraulic actuator, hydraulic hand mobile machines. According to the power load on the machine are designed for linear motors move different parts of arms, rocking hydraulic motor needed to shoot the arm to the trailer and clearance lines. The hydraulic system operates in open loop, where the source of energy is external pressure hydraulic circuit mobile machines. The thesis deals with power steering in the second part. The work contains a detailed overview of the current function steering (mechanical - hydraulic, electro - hydraulic and electro - mechanical). Followed by draft power steering mobile machine. The final part is tested features power steering on a real circuit. The measured values are then constructed with different dependencies.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Označení	Význam	Měřicí jednotka
D	průměr pístu	[m]
F	síla	[N]
I	moment setrvačnosti	[kg.m ²]
L	zdvih	[m]
M	moment	[N.m]
S	plocha	[m ²]
$S_{T1}, S_{T2}, S_{T3}, S_{T4}$	teoretická plocha (plná)	[m ²]
$S_{P1}, S_{P2}, S_{P3}, S_{P4}$	skutečná plocha (plná)	[m ²]
$S_{PM1}, S_{PM2}, S_{PM3}, S_{PM4}$	skutečná plocha (mezikruží)	[m ²]
$P_1, P_2, P_3, P_4,$	síla	[N]
$P_{1y}, P_{2y}, P_{4y},$	síla	[N]
Q_v, Q_{HG}	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
$V, V_{pos}, V_{HM1}, V_{HM2}, V_C$	geometrický objem	[m ³]
a_t	tečné zrychlení	[m.s ⁻²]
d	průměr pístnice	[m]
k_1, k_2, k_3, k_4	bezpečnost	[1]
l	délka ramene	[m]
n	otáčky	[1]
p, p_1, p_2	tlak	[Pa]
s	dráha	[m]
t	čas	[s]
$V, V_1, V_2, V_{v pos}, V_{max}$	rychlost	[m.s ⁻¹]
α	úhel	[°]
ε	úhlové zrychlení	[rad.s ⁻²]
π	Ludolfovo číslo	[1]
η_Q	průtoková účinnost	[1]
A	rameno 1	
A	výstup	
B	rameno 2	
B	výstup	

C	rameno 3	
Č	čep	
D	rameno 4	
E	rotátor	
F	drapák	
G	kmen stromu	
HM, HM 1, HM 2	hydromotor	
M1, M2	manometr	
P	vstup tlaku	
PR	průtokoměr	
PŘ	posilovač řízení	
RV	redukční ventil	
SP1, SP2	snímač tlaku	
ŠV	škrťací ventil	
T	odpad	
ZB	základní blok	

OBSAH

1. ÚVOD	16
2. MOŽNOSTI ŘEŠENÍ OVLÁDÁNÍ HYDRAULICKÉ RUKY	17
2.1 Prvky pro ovládání hydraulické ruky.....	17
2.2 Ovládání.....	20
2.3 Pohon ovládání hydraulického systému	21
3. NÁVRH HYDRAULICKÉ RUKY	22
3.1 Návrh obvodu	23
3.2 Výpočet hydraulických prvků obvodu.....	25
4. PŘEHLED SYSTÉMŮ ŘÍZENÍ V MOBILNÍ TECHNICE	36
4.1 Řízení bez posilovače řízení	36
4.2 Řízení s posilovačem řízení	37
5. NÁVRH POSILOVAČE ŘÍZENÍ	42
5.1 Výpočet posilovače řízení.....	42
5.2 Experimentální měření.....	45
6. ZÁVĚR.....	56
7. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	57
8. PŘÍLOHY	60
A) Příklady posilovačů řízení ve vozech Škoda	60
B) Příklady schémat s posilovačem řízení (Sauer Danfoss)	61
C) Tlakové ztráty na prvcích v obvodu	63
D) Model ve 3D	65

1. ÚVOD

Mobilní hydraulika patří mezi důležité části konstrukce strojů. Její výhody a nevýhody mohou otevřít širokou oblast využití pro nejrůznější strojní aplikace. Využívá se zejména jednoduchý přenos energie, snadné dělení výkonu, libovolný smysl sil, poměrně vysoké účinnosti v důležitých pracovních oblastech, robustnost a odolnost vůči nepříznivým provozním podmínkám.

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu hydraulické ruky mobilního stroje. Pohon hydraulické ruky, která slouží ke zvedání a manipulaci s předměty, může být řešen více způsoby. Při volbě způsobu pohonu hydraulické ruky záleží především na tom, s jakými předměty bude navrhovaná hydraulická ruka manipulovat a na jakém stroji bude připevněna. Tato diplomová práce se zabývá návrhem hydraulické ruky umístěné na přívěsu, která slouží pro manipulaci s kmeny stromů. Její pohon má být napájen vnějším hydraulickým okruhem mobilního stroje. Cílem je navrhnout obvod, který by dokázal splnit tento požadavek napájení. Dalším požadavkem je, aby se dalo s hydraulickou rukou vhodně pohybovat pro zadanou aplikaci a systém odpovídal požadavkům spolehlivosti a bezpečnosti.

V druhé části se diplomová zabývá posilovači řízení. Mobilní stroje vybavené posilovačem řízení mají výhodu v tom, že obsluha stroje nemusí působit velkou silou na volant stroje oproti obsluze stroje, který posilovač nevyužívá. Z funkčního hlediska se posilovač řízení chová jako rotační hydromotor a při výpadku nebo při přerušení dodávky oleje v plném rozsahu jako hydrogenerátor. Diplomová práce popisuje jednotlivé typy posilovačů řízení. Uvedený popis slouží jako návod pro optimální volbu typů řízení pro určitý stroj. Cílem diplomové práce je také ověřit teoretické poznatky posilovačů řízení a zhodnotit je.

2. MOŽNOSTI ŘEŠENÍ OVLÁDÁNÍ HYDRAULICKÉ RUKY

V této kapitole jsou přiblíženy prvky, pomocí nichž hydraulická ruka manipuluje s materiály, ovládání jednotlivých částí hydraulické ruky a jejich funkce. Na základě uvedených možností ovládání je proveden návrh řešení ovládání pro zadanou aplikaci a pro ni je proveden návrh a výpočet.



Obr. 2.1 Příklad mobilního stroje s hydraulickou rukou [26]

1 - rameno 1, 2 - rameno 2, 3 - rameno 3, 4 - rameno 4, 5 - rotátor, 6 - otoč hydraulické ruky, 7 - drapák

2.1 Prvky pro ovládání hydraulické ruky

Na *Obr. 2.1* je uveden příklad mobilního stroje s hydraulickou rukou s popisem základních částí zařízení, které jsou následně rozebrány z hlediska konstrukce, funkce a možností ovládání.

Drapák

Drapák slouží jako koncová část celého zařízení, kterým je možno nabírat různé materiály (viz *Obr. 2.2*, *Obr. 2.3*, *Obr. 2.4*). Pohyby drapáků jsou zajišťovány různým počtem přímočarých hydromotorů. Například drapák pro nabírání odpadků (*Obr. 2.2*) má počet přímočarých hydromotorů roven počtu jednotlivých zubů (kleštin). Drapák pro nabírání sypkých materiálů (*Obr. 2.3*) má dva přímočaré hydromotory a drapák pro nabírání dřeva (*Obr. 2.4*) může mít jeden až dva přímočaré hydromotory.



Obr. 2.2 Drapák pro nabírání odpadků [16]



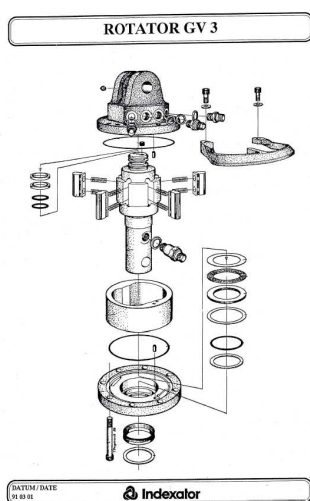
Obr. 2.3 Drapák pro nabírání sypkých materiálů [16]



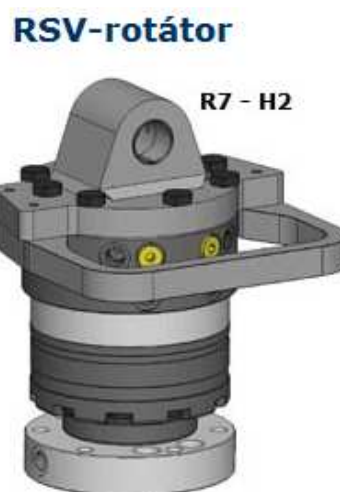
Obr. 2.4 Drapák pro nabírání dřeva [16]

Rotátor

Rotátor slouží k natočení drapáku v axiálním směru. Úhel natočení hřídele rotátoru je nekonečný. Rotátor pracuje jako lamelový hydromotor (Obr. 2.5), nebo jako orbitový hydromotor (Obr. 2.6).



Obr. 2.5 Lamelový hydromotor [21]



Obr. 2.6 Orbitový hydromotor [20]

Hydraulická ruka

Hydraulická ruka je zařízení, které je určeno pro manipulaci s různými druhy materiálů. Je upevněna na mobilním stroji.

Konstrukce hydraulické ruky se skládá nejčastěji ze čtyř hlavních ramen podle Obr. 2.1:

Rameno 1 – je připevněno k mobilnímu stroji a ke kyvnému hydromotoru. Slouží k natočení na pravou nebo levou stranu ($360^\circ > \text{úhel} < 180^\circ$)

Rameno 2 – je připojeno mezi ramenem 1 a ramenem 3

Rameno 3 – je připojeno mezi ramenem 2 a ramenem 4. Zde se zajišťuje zasouvání a vysouvání 4 části ruky

Rameno 4 – je připojena na rotátor 5 a rameno 3. Slouží k přibližování a k vzdalování k materiálu (často se setkáváme s názvem výložník)

Ramena 1, 2 a 3 jsou konstrukčně navržena tak, aby docházelo k natáčení jednotlivých částí vůči sobě. Tyto ramena jsou axiálně spojeny přes válcový čep, přičemž protilehlé části ramen jsou spojeny přímočarými hydromotory. Při vysouvání a zasouvání pístnic přímočarých hydromotorů dochází k natáčení jednotlivých částí ramen. U ramene 4 nedochází k natáčení, ale k posouvání ramene, které je zajišťováno rovněž přímočarým hydromotorem.

Přímočaré hydromotory

Pro posuv a natáčení hydraulické ruky se často používají přímočaré hydromotory. Jejich konstrukce umožňuje široké uplatnění v kinematice stroje.

Uchycení přímočarých hydromotorů je důležité při pohybu ruky. Nejčastěji se můžeme setkat se stroji, které mají uchycení ok přímočarých hydromotorů řešeno pomocí válcových čepů. Uvnitř ok jsou ložiska (sférická nebo kluzná), která umožňují vychýlení v rovině kolmé na osy ok (kluzná ložiska) nebo naklopení o úhel (sférické ložiska). Hlavní vlastností ložisek přímočarých hydromotorů je, že dobře odolávají chvění a rázům, které vznikají při práci stroje.

Otoč hydraulické ruky

K otáčení ruky je možno využít několik řešení. Každá z možností má ovšem vlastnosti, které umožňují využití v různých oblastech.

Možné způsoby řešení otoče hydraulické ruky

Otoč realizovaná jedním přímočarým hydromotorem (*Obr. 2.7*) – převážně jej využívají ramena bagrů. Umožňuje otáčení menší než 180° . Je jednoduchým řešením.

Otoč pomocí použití kyvného hydromotoru (*Obr. 2.8*) – tento typ dovoluje otáčení až 360° . Krouticí moment závisí přímo na volbě velikosti kyvného hydromotoru. Většinou se v této aplikaci uplatňují kyvné hydromotory pístové s vnějším nebo vnitřním ozubením.

Otoč s použitím rotačního hydromotoru přes ozubený převod (*Obr. 2.9*) – krouticí moment je zmenšený o převodový poměr soukolí. Zde je možnost zvolit ekonomicky levnější variantu rotačního hydromotoru.



Obr. 2.7 Otoč realizovaná jedním přímočarým hydromotorem [17]



Obr. 2.8 Otoč realizovaná kyvným hydromotorem [16]



Obr. 2.9 Otoč realizovaná rotačním hydromotorem přes ozubený převod [15]

2.2 Ovládání

Druhy ovládání

Hydraulickým ovládáním se řídí pohyby hydraulické ruky. V mobilní technice se většinou setkáváme s řízením pomocí rozváděčů s průtočným středem v neutrální poloze, zapojených do více sekcí. Toto řízení může být mechanické, ovládané ručně pomocí páky, nebo dálkové, rádiové, ovládané joysticky nebo tlačítky.

Ruční mechanické ovládání (Obr. 2.10) řídí přímo polohu šoupátka rozváděče pomocí páky (pedálem, tlačítkem,...).

Dálkově rádiové ovládání (Obr. 2.11) využívá bezdrátový přenos povelů na pracovní stroj až na vzdálenost 100 m. Různé firmy nabízejí různá provedení ovládacích panelů, které jsou ovládány pomocí joysticku nebo tlačítky. Komunikace probíhá na frekvenci 433-434 MHz, vysílač lze vybavit funkcí zpětného hlášení, lze jej kombinovat s libovolným přijímačem a výstupy mohou být reléové či sběrnicové: RS232, RS485, CAN-Bus, Profi-Bus. Vysílač lze připevnit například kolem pasu nebo ke stroji.



Obr. 2.10 Ovládání sekčního rozváděče [19]



Obr. 2.11 Dálkové rádiové ovládání [18]

Způsob ovládání a jeho uspořádání

Každý stroj má určené místo, ze kterého je ovládán. Místo musí plnit řadu vlastností. Nejdůležitější vlastností je nejlepší rozhled při ovládání stroje, aby se předcházelo havárií a úrazům. Místo je také voleno s ohledem na rozměry stroje a obsluhu.

Níže jsou uvedeny tři příklady míst, ze kterých lze ovládat hydraulickou ruku. Můžeme se setkat se dvěma typy konstrukcí upevnění hydraulických rukou. Ruka je buď upevněna za traktor, nebo je ruka připevněná na přívěs traktoru (*Obr. 2.13 a Obr. 2.14*).

Hydraulická ruka upevněná za traktor je omezena prostorem. Místo, ze kterého ji lze vhodně ovládat je sedačka připevněná v první části ramene.

Hydraulická ruka připevněná na návěs traktoru (*Obr. 2.13 a Obr. 2.14*) umožňuje dva způsoby ovládání a to buď ze sedačky připevněné v první části ramene, nebo ovládání z pultu. Obě tyto možnosti se využívají pro rozdílné použití. Ovládání ze sedačky je vhodné pro zvedání a nakládání většího množství těžších kmenů stromů, ovládání z ovládacího pultu je zase vhodné pro menší hydraulické ruky.



Obr. 2.12 Ruční ovládání ze sedačky [15]



Obr. 2.13 Ruční ovládání ze sedačky [15]



Obr. 2.14 Ruční ovládání z panelu [15]

2.3 Pohon ovládání hydraulického systému

Každý hydraulický systém potřebuje během pracovní činnosti stroje potřebnou dodávku oleje. Olej může být dodáván vlastním agregátem nebo napojením na vnější hydraulický okruh stroje.

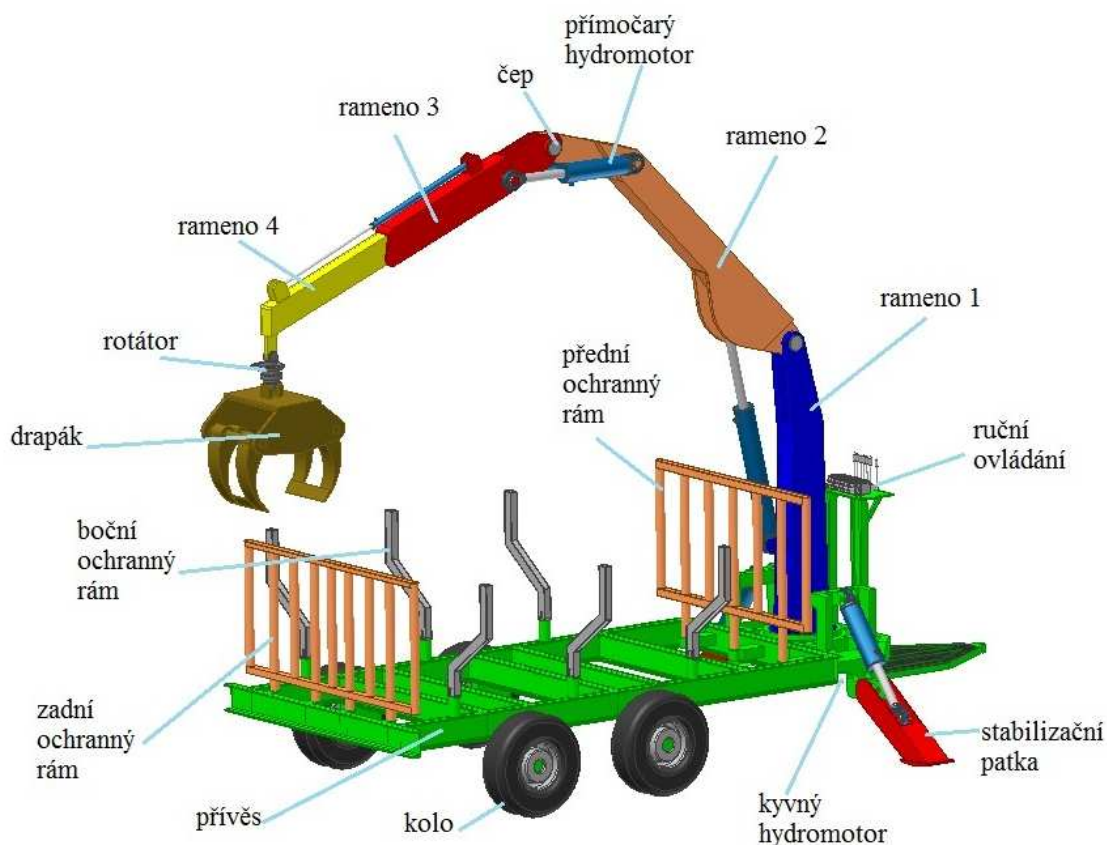
Vlastní hydraulický systém se skládá ze spalovacího motoru a hydraulického agregátu (nádře, hydrogenerátoru, pojišťovacího ventilu, filtru, oleje ...). Tento systém má tu výhodu, že k jeho provozu nepotřebuje další zdroj napájení. Konstrukce, tohoto zařízení je dražší o komponenty (hydraulický agregát a spalovací motor), také rozměrově bude větší, než druhá alternativa (napojení na vnější hydraulický okruh traktoru).

Napojení na vnější hydraulický okruh pomocí rychlospojek je levnější varianta napájení než předchozí. Pohon celého systému potřebuje určité množství oleje k pohonu

jednotlivých prvků. Proto je třeba vhodně zvolit typ stroje, který má potřebné množství oleje k provozu. Nevýhodou je pouze fakt, že při práci je návěs připevněn ke stroji, a proto se stroj nemůžeme využít k jiné pracovní činnosti.

3. NÁVRH HYDRAULICKÉ RUKY

Byl proveden konstrukční návrh jednotlivých částí hydraulické ruky, včetně přívěsu. Koncepce hydraulické ruky je následující: hydraulická ruka je složena ze čtyř ramen, rotátoru (principiálně je navržen o lamelový hydromotor), drapáku (ovládán jedním přímočarým hydromotorem), otoče (realizována kyvným hydromotorem). Přívěs je ustavován pomocí dvou stabilizačních patek (každá ovládána jedním přímočarým hydromotorem). Ovládání je navrženo pomocí sedmi - sekčního rozváděče, který je umístěn na panelu připevněném na přívěsu. Na přívěs jsou navrženy ochranné rámy. Ochranné rámy slouží k zajištění polohy kmenů stromů při transportu a také jsou navrženy, aby ochránily obsluhu před náhodným uvolněním kmene stromu z přívěsu.



Obr. 3.1 Navržená konstrukce hydraulické ruky včetně přívěsu

3.1 Návrh obvodu

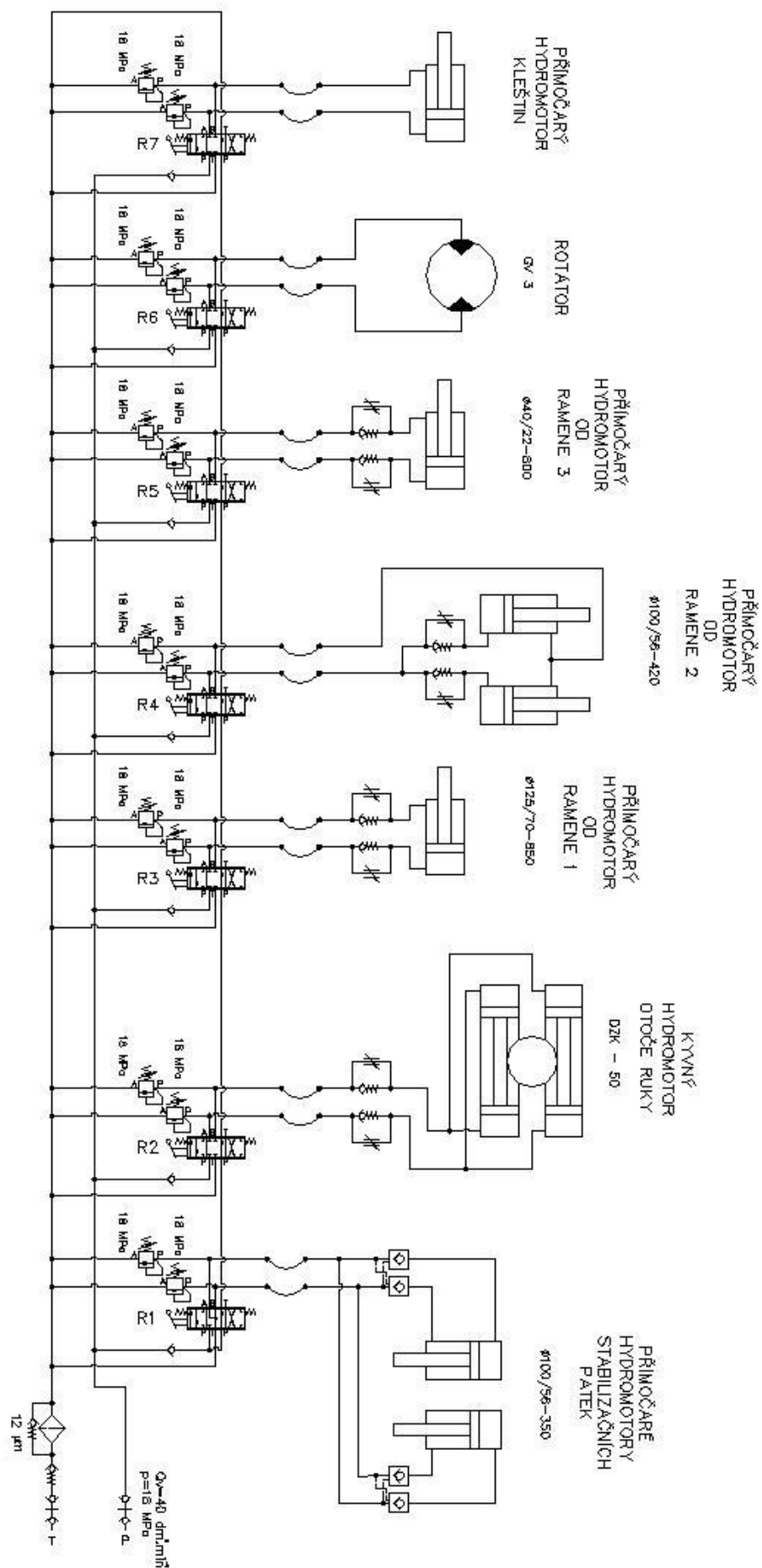
Popis obvodu (Obr. 3.2)

Celý obvod je napájen z vnějšího okruhu hydrauliky stroje přes rychlospojky. Zpětná větev je filtrována pomocí filtru s obtokem. Zpětná větev je pojištěna jednosměrným ventilem proti špatnému zapojení na vnější okruh stroje.

Paralelní zapojení sedmi sekčních rozváděčů (3 / 6 – třípolohový / šesticestný) umožňuje současné ovládání dvou rozváděčů najednou. Jednosměrný ventil umístěný před rozváděč zabráňuje zpětnému pohybu kapaliny při nulové poloze šoupátka rozváděče. Rozváděče jsou třípolohové (2, 0, 1), šesticestné s uzavřeným středem (typ E a J) pro výstupy a s otevřeným středem ve střední (nulové) poloze šoupátka rozváděče. Typy E šoupátek rozváděčů jsou využity u ovládání přímočarých hydromotorů (kleštin drapáku, ramena 1, ramena 2, ramena 3), rotátoru a kyvného hydromotoru. Typ J šoupátka rozváděče je využit u ovládání přímočarých hydromotorů stabilizačních patek. Při přesunutí šoupátka rozváděče do polohy 1 se pístnice přímočarých hydromotorů zasouvá, kyvný hydromotor se otáčí na pravou stranu. Při přesunutí šoupátka rozváděče do polohy 0 se pístnice přímočarých hydromotorů zastaví, a zastaví se také i výstupní hřídel kyvného hydromotoru. Při přesunutí šoupátka rozváděče do polohy 2 se pístnice přímočarých hydromotorů vysouvá, kyvný hydromotor se otáčí na levou stranu. Na výstupy (A i B) rozváděčů jsou umístěny pojišťovací ventily, které plní funkci pojištění při přetížení. Jsou nastaveny na 18 MPa (požadovaný systémový tlak).

Rychlost pohybu je zajištěna pomocí zapojení škrtkových ventilů na výstup u kyvného hydromotoru (otoč celé hydraulické ruky) a u přímočarých hydromotorů (rameno 1, rameno 2 a rameno 3).

Přímočaré hydromotory stabilizačních patek jsou zajištěny hydraulickými zámky.



Obr. 3.2 Návrh obvodu hydraulické ruky a otoče

3.2 Výpočet hydraulických prvků obvodu

Celý výpočet se vztahuje na traktory od firmy Zetor, konkrétně se jedná o typy Forterra, Proxima, Proxima Power a Proxima Plus.

Výrobce (Zetor) se zaručuje ke konstantní dodávce oleje z vnějšího okruhu hydrauliky $40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a pracovní tlak 18 MPa.

Tato kapitola se zabývá výpočtem přímočarých hydromotorů, kyvného hydromotoru a světlosti vedení. Přímočaré hydromotory jsou umístěny mezi rameny 1 a 2, rameny 2 a 3, rameny 3 a 4 a také u stabilizačních patek.

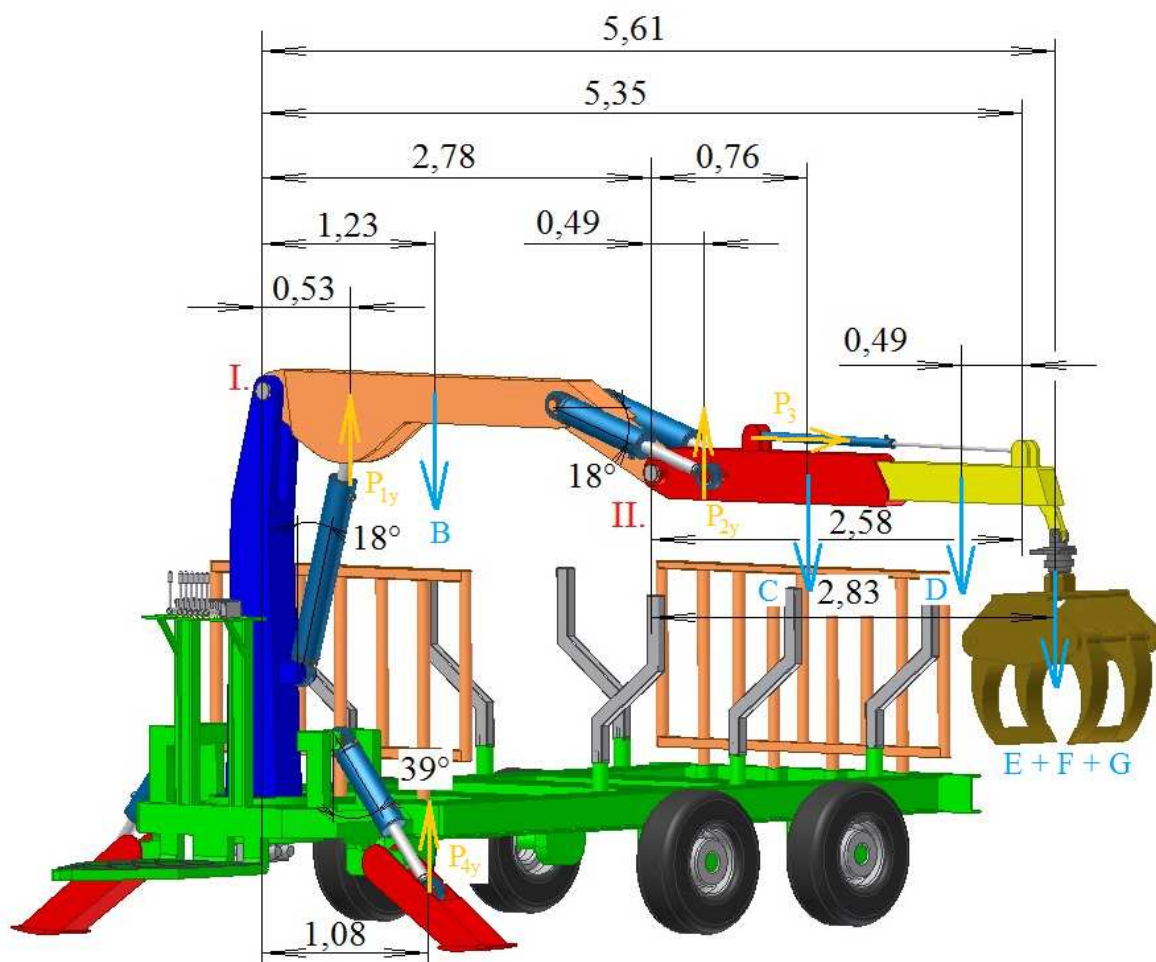
Jednotlivé části stroje jsou označeny v *Tab. 3.1*. Hmotnosti jednotlivých částí jsou dány výrobcem nebo jsou odečteny v programu Autodesk Inventor Profesional 11, jakož i jejich souřadnice těžišť. Délky jednotlivých těžišť a rozměry, jsou zaznamenány na *Obr. 3.3*.

Všechny přímočaré hydromotory jsou zvoleny z katalogu Bosch Rexroth. Všechny jsou stejného typu CDL1MP5, dvojčinné se stejným způsobem uchycení – na oka.

Bezpečnost je volena minimálně $k = 2$, z důvodu uvažování dynamických sil při pohybu stroje. Výpočet je proveden v nejkritičtější poloze stroje (viz. *Obr. 3.3*).

Název	Označení síly těžiště	Výrobce	Označení výrobcem	Hmotnost [kg]
Rameno 1	A	-	-	220
Rameno 2	B	-	-	230
Rameno 3	C	-	-	213
Rameno 4	D	-	-	81
Rotátor	E	Indexator	GV 3	17
Drapák	F	Penz	L 25	78
Kmen stromu	G	-	-	500

Tab. 3.1 Označení jednotlivých částí pro výpočet



Obr. 3.3 Model přívěsu s hydraulickou rukou

Výpočet přímočarých hydromotorů

✚ Mezi rameny 1 a 2

Při výpočtu se vyjde z momentové rovnováhy od bodu I.

$$\Sigma M_{i \text{ I}} = 0 \quad (3.1)$$

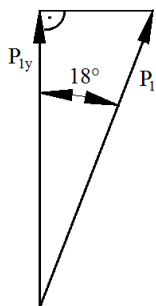
$$-P_{1y} \cdot 0,53 + B \cdot 1,23 + C \cdot (2,78 + 0,76) + D \cdot (5,35 - 0,49) + (E + F + G) \cdot 5,61 = 0$$

$$P_{1y} = \frac{B \cdot 1,23 + C \cdot (2,78 + 0,76) + D \cdot (5,35 - 0,49) + (E + F + G) \cdot 5,61}{0,53}$$

$$P_{1y} = \frac{9,81 \cdot [230 \cdot 1,23 + 213 \cdot (2,78 + 0,76) + 81 \cdot (5,35 - 0,49) + (17 + 78 + 500) \cdot 5,61]}{0,53}$$

$$P_{1y} = 88263 \text{ N}$$

Síla působící na píst ve svislém směru vychází přibližně 88 263 N.



Pro výpočet síly působící ve směru pístu přímočarého hydromotoru je použita goniometrická funkce cosinus.

Obr. 3.4 Znáznornění působících sil

$$\cos \alpha_1 = \frac{P_{1y}}{P_1} \rightarrow P_1 = \frac{P_{1y}}{\cos \alpha_1} = \frac{88263}{\cos 18^\circ} = 92805 \text{ N} \quad (3.2)$$

Teoretická plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$p = \frac{F}{S} \rightarrow S_{T1} = \frac{P_{1y}}{p} = \frac{92805}{18 \cdot 10^6} = 5,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.3)$$

Byl zvolen přímočarý hydromotor CDL1MP5/125/70/850D1X/B1CFUMWY
LY = 100 mm

Skutečná plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,125^2 = 12,27 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.4)$$

Skutečná plocha mezikruží válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{PM1} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,125^2 - 0,07^2) = 8,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.5)$$

Bezpečnost:

$$k_1 = \frac{S_{p1}}{S_{T1}} = \frac{12,27 \cdot 10^{-3}}{5,15 \cdot 10^{-3}} = 2,38 \quad (3.6)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q = 0,96$.

$$Q_V = S_{PI} \cdot v_1 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_1 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{PI}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,96}{12,27 \cdot 10^{-3}} = 0,052 \text{ m.s}^{-1} \quad (3.7)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,94$.

$$Q_V = S_{PMI} \cdot v_2 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_2 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{PMI}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,94}{8,42 \cdot 10^{-3}} = 0,075 \text{ m.s}^{-1} \quad (3.8)$$

✚ Mezi rameny 2 a 3

Při výpočtu se vyjde z momentové rovnováhy od bodu II.

$$\Sigma M_{i \text{ II}} = 0 \quad (3.9)$$

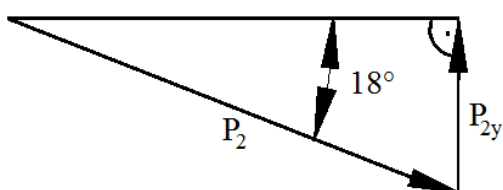
$$-P_{2y} \cdot 0,49 + C \cdot 0,76 + D \cdot (2,58 - 0,49) + (E + F + G) \cdot 2,83 = 0$$

$$P_{2y} = \frac{C \cdot 0,76 + D \cdot (2,58 - 0,49) + (E + F + G) \cdot 2,83}{0,49}$$

$$P_{2y} = \frac{9,81 \cdot [213 \cdot 0,76 + 81 \cdot (2,58 - 0,49) + (17 + 78 + 500) \cdot 2,83]}{0,49}$$

$$P_{2y} = 40342 \text{ N}$$

Síla působící na píst ve svislém směru vychází přibližně 40 342 N.



Pro výpočet síly působící ve směru pístu přímočarého hydromotoru je použita goniometrická funkce sinus.

Obr. 3.5 Znáznornění působících sil

$$\sin \alpha_2 = \frac{P_{2y}}{P_2} \rightarrow P_2 = \frac{P_{2y}}{\sin \alpha_2} = \frac{40342}{\cos 18^\circ} = 130550 \text{ N} \quad (3.10)$$

Síla působící ve směru na píst vychází přibližně 130 550 N, tato síla se rozloží mezi dva přímočaré hydromotory.

Teoretická plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$p = \frac{F}{S} \rightarrow S_{T2} = \frac{P_{2y}}{p} = \frac{130550}{18 \cdot 10^6} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.11)$$

Byl zvolen přímočarý hydromotor CDL1MP5/100/56/420D1X/B1CFUMWW

Skutečná plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{P2} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,1^2 = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.12)$$

Skutečná plocha mezikruží válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{PM2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,1^2 - 0,056^2) = 5,39 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.13)$$

Bezpečnost:

$$k_2 = \frac{S_{P2}}{S_{T2}} = \frac{7,85 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3}} = 2,18 \quad (3.14)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,96$.

$$Q_V = S_{P2} \cdot v_1 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_1 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{P2}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,96}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 0,082 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.15)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,94$.

$$Q_V = S_{PM2} \cdot v_2 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_2 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{PM2}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,94}{5,39 \cdot 10^{-3}} = 0,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.16)$$

✚ Mezi rameny 3 a 4

Čas potřebný k vysunutí ramene:

$$s = v \cdot t \rightarrow t = \frac{s}{v} = \frac{0,8}{0,2} = 4 \text{ s} \quad (3.17)$$

Zrychlení při vysouvání ramene:

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0,2}{4} = 0,05 \text{ m.s}^{-2} \quad (3.18)$$

Síla potřebná k vysunutí ramene

$$P_3 = m \cdot a = (C + D + G + E) \cdot a = 9,81 \cdot [(81 + 17 + 78 + 500) \cdot 0,05] = 332 \text{ N} \quad (3.19)$$

Síla působící na píst ve vodorovném směru vychází přibližně 332 N.

Teoretická plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$p = \frac{F}{S} \rightarrow S_{T3} = \frac{P_3}{p} = \frac{332}{18 \cdot 10^6} = 1,84 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (3.20)$$

Byl zvolen přímočarý hydromotor CDL1MP5/40/22/800D1X/B1CFUMWY
LY = 100 mm

Skutečná plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{P3} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,04^2 = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.21)$$

Skutečná plocha mezikruží válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{PM3} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,04^2 - 0,022^2) = 8,77 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.22)$$

Bezpečnost:

$$k_3 = \frac{S_{P3}}{S_{T3}} = \frac{1,26 \cdot 10^{-4}}{3,26 \cdot 10^{-5}} = 3,86 \quad (3.23)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtokovou účinnost $\eta_Q=0,96$.

$$Q_V = S_{P3} \cdot v_1 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_1 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{P3}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,96}{1,26 \cdot 10^{-3}} = 0,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.24)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,94$.

$$Q_V = S_{PM3} \cdot v_2 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_2 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{PM3}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,94}{8,77 \cdot 10^{-4}} = 0,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.25)$$

✚ Mezi podvozkem přívěsu a stabilizační patkou

Při zatížení stroje je vždy namáhána více pouze ta patka, která je blíže k břemenu.

$$\Sigma M_i = 0 \quad (3.26)$$

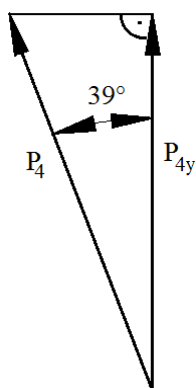
$$-P_{4y} \cdot 1,08 + B \cdot 1,23 + C \cdot (2,78 + 0,76) + D \cdot (5,35 - 0,49) + (E + F + G) \cdot 5,61 = 0$$

$$P_{4y} = \frac{B \cdot 1,23 + C \cdot (2,78 + 0,76) + D \cdot (5,35 - 0,49) + (E + F + G) \cdot 5,61}{1,08}$$

$$P_{4y} = \frac{9,81 \cdot [230 \cdot 1,23 + 213 \cdot (2,78 + 0,76) + 81 \cdot (5,35 - 0,49) + (17 + 78 + 500) \cdot 5,61]}{1,08}$$

$$P_{4y} = 43314 \text{ N}$$

Síla působící na píst ve svislém směru vychází přibližně 43 314 N.



Pro výpočet síly působící ve směru pístu přímočarého hydromotoru, je použita goniometrická funkce cosinus.

Obr. 3.6 Znáznornění působících sil

$$\sin \alpha_4 = \frac{P_{4y}}{P_4} \rightarrow P_4 = \frac{P_{4y}}{\sin \alpha_4} = \frac{43314}{\cos 39^\circ} = 55735 \text{ N} \quad (3.27)$$

Teoretická plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$p = \frac{F}{S} \rightarrow S_{T4} = \frac{P_{4y}}{p} = \frac{55735}{18 \cdot 10^6} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.28)$$

Byl zvolen přímočarý hydromotor CDL1MP5/100/56/350D1X/B1CFUMWW

Skutečná plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{P4} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,1^2 = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.29)$$

Skutečná plocha mezikruží válce přímočarého hydromotoru:

$$S_{PM4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,1^2 - 0,056^2) = 5,39 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.30)$$

Bezpečnost:

$$k_4 = \frac{S_{P4}}{S_{T4}} = \frac{7,85 \cdot 10^{-3}}{3,1 \cdot 10^{-3}} = 2,53 \quad (3.31)$$

Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,96$.

$$Q_V = S_{P2} \cdot v_1 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_1 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{P2}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,96}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 0,082 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.32)$$

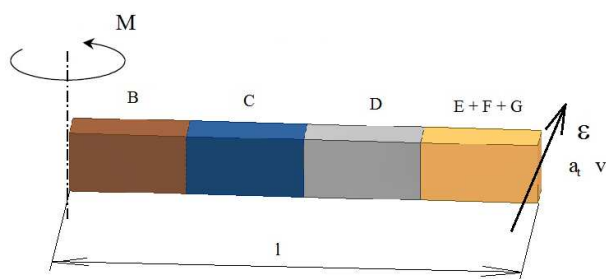
Maximální rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$Q_V = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z katalogu firmy Bosch Rexroth je zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,94$.

$$Q_V = S_{PM2} \cdot v_2 \cdot \frac{1}{\eta_Q} \rightarrow v_2 = \frac{Q_V \cdot \eta_Q}{S_{PM2}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,94}{5,39 \cdot 10^{-3}} = 0,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.33)$$

Kyvňý hydromotor



Obr. 3.7 Zjednodušené schéma

Výpočet momentu setrvačnosti je proveden zjednodušeně. Na Obr. 3.7 je naznačen schematicky.

Výpočet momentu setrvačnosti:

$$I = \frac{1}{3} \cdot m \cdot l^2 = \quad (3.34)$$

$$I = \frac{1}{3} \cdot (B + C + D + E + F + G) \cdot l^2 =$$

$$I = \frac{1}{3} \cdot (230 + 213 + 81 + 17 + 78 + 500) \cdot 5,555^2 = 11510 \text{ kg.m}^2$$

Výpočet maximálního úhlového zrychlení:



Obr. 3.8 Kyvňý hydromotor

Je zvolen kyvňý hydromotor DZK – 50 od firmy HKS.

Umožňuje natáčení až o 360°, maximální pracovní tlak je 20 MPa, kroutící moment 3200 Nm.

$$\Sigma M_i = I \cdot \varepsilon \rightarrow \varepsilon = \frac{M}{I} = \frac{3200}{11510} = 0,278 \text{ rad.s}^{-2} \quad (3.35)$$

Výpočet maximálního zrychlení:

$$a_t = \varepsilon \cdot l = 0,278 \cdot 5,555 = 1,544 \text{ m.s}^{-2} \quad (3.36)$$

Výpočet maximální rychlosti otáčení ramene:

$$v_{\max} = a_t \cdot t = 1,544 \cdot 5 = 7,72 \text{ m.s}^{-1} \quad (3.37)$$

Výpočet světlosti vedení

Kapalina	Rychlost ve vedení (m.s ⁻¹)					
	sací	tlakové pro p (MPa)				zpětné
	0,8 až 1,5	do 5	do 10	do 20	>30	2 až 4
		3 až 4	5	5 až 6	7 až 8	
Stlačený vzduch	Délka vedení (m)					
	do 1 20 až 25	1 až 5 15 až 20	do 20 10 až 15		>100 5 až 10	

Tab. 3.2 Volby rychlosti ve vedení [3]

$$Q_v = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \rightarrow 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost ve vedení volím z Tab. 3.2 $v = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_v}{v}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{6,67 \cdot 10^{-4}}{6}} = 11,91 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 11,91 \text{ mm} \quad (3.38)$$

Jsou zvoleny hadice firmy Hansa flex KP113.

Volba ostatních prvků

Poř.	Název	Typ	Výrobce	Parametry	Ks
1.	Přímočarý hydromotor	CDL1MP5/125/70/850 D1X/B1CFUMWY LY = 100 mm	Bosch Rexroth	Průměr pístu 125 mm Průměr pístnice 70 mm Zdvih 850 mm Prodloužení pístnice 100 mm	1
2.	Přímočarý hydromotor	CDL1MP5/100/56/420 D1X/B1CFUMWW	Bosch Rexroth	Průměr pístu 100 mm Průměr pístnice 56 mm Zdvih 420 mm	2
3.	Přímočarý hydromotor	CDL1MP5/40/22/80 0D1X/B1CFUMWY LY = 100 mm	Bosch Rexroth	Průměr pístu 40 mm Průměr pístnice 22 mm Zdvih 800 mm Prodloužení pístnice 100 mm	1
4.	Přímočarý hydromotor	CDL1MP5/100/56/3 50D1X/B1CFUMW W	Bosch Rexroth	Průměr pístu 100 mm Průměr pístnice 56 mm Zdvih 350 mm	2
5.	Kyvný hydromotor	DZK - 50	HKS	Max. tlak 20 MPa Moment 3200 N.m	1
6.	Rotátor	GV 3	Indexator	Neomezená rotace, Maximální axiální dyn. zatížení 12,5 kN Krutící moment 950 Nm.	1
7.	Sekční rozváděč	7SM12L1X/EV180	Bosch Rexroth	Max. tlak 30 MPa Max. průtok 70 dm ³ .min ⁻¹	1
8.	Pojistný ventil	VMP 20C3002	HYDROCOM	Max. tlak 25 MPa Max. průtok 80 dm ³ .min ⁻¹	14
9.	Jednosměrný ventil	VU ½"	HYDROCOM	Max. tlak 35 MPa Max. průtok 70 dm ³ .min ⁻¹	8
10.	Hydraulický zámek	VBPDE ½"	HYDROCOM	Max. průtok 70 dm ³ .min ⁻¹ Max. tlak 35 MPa Pilotní poměr 1:4 Otevírací tlak 0,3 MPa	2
11.	Škrťací ventil s obtokem	VRFU 90° ¾"	HYDROCOM	Max. průtok 60 dm ³ .min ⁻¹ Max. tlak 28 MPa Otevírací tlak 0,5 MPa	8
12.	Zpětný filtr s obtokem	FR 072 - 166	ARGO HYTOS	Max. průtok 50 dm ³ .min ⁻¹ Filtrační schopnost 12 µm	1
13.	Hadice	KP113	Hansa flex	Světlost DN 12 mm Min. vnitřní Ø 12,3 mm Max. vnitřní Ø 13,5 mm	

Tab. 3.3 Specifikace prvků




4. PŘEHLED SYSTÉMŮ ŘÍZENÍ V MOBILNÍ TECHNICE

Účelem řízení je možnost udržet, nebo měnit směr jízdy. Řízení lze všeobecně rozdělit na řízení bez posilovače a s posilovačem. Řízení bez posilovače se obvykle používalo u starších osobních aut, ale postupem času bylo nahrazováno posilovači řízení. V dnešní době převládá toto řízení s posilovačem u většiny mobilní techniky (osobních a nákladních aut, zemědělské a vojenské techniky...).

4.1 Řízení bez posilovače řízení

Řízení bez posilovače patří do kategorie přímo - činného řízení, kde řidič působí jen svou vlastní silou, tedy jedná se o mechanické řízení [10].

Z konstrukčního hlediska rozlišujeme druhy řízení [10]:

-  hřebenové
-  šnekové
-  maticové

Hřebenové řízení

Volant je připevněn na hřídeli řízení, ten přenáší řídící pohyby na převodovku. V převodovce se pohybuje hřebenová tyč v závislosti na pohybu volantu vlevo, nebo vpravo. Řídící tyče, které jsou upevněné na koncích hřebenové tyče, přenášejí řídící síly přes páku řízení na hlavě ložiska čepu na kola.

Hřebenové řízení se má pohybovat bez vůle, tedy od dorazu k dorazu. Nepotřebuje žádnou větší údržbu, pouze se musí kontrolovat stav těsnících manžet.

Hřebenové řízení často využívají osobní automobily.

Šnekové řízení

Šnekové řízení má převod šnekem a šnekovým kolem, nebo šnekem s kolíkem, popř. šnekem a kladkou. Toto řízení se vyznačuje lehkostí chodu, malými vnějšími rozměry a také velkým stopovým průměrem otáčení.

Maticové kuličkové řízení

Řízení je realizováno převodem se šroubem a s maticí. Mezi maticí a šroubem je nekonečná řada kuliček – valivé uložení. Valivé uložení umožňuje snížit vliv tření.

Maticové kuličkové řízení se používá u nákladních automobilů.

4.2 Řízení s posilovačem řízení

V některých literaturách bývá také posilovač řízení označován jako servořízení. Ten má za úkol snížit úsilí (sílu) působící na volant stroje. S posilovačem řízení lze při výpadku řídit. Řízení se pak provádí přes mechanické převody se zvýšeným úsilím. Posilovač řízení je tedy doplňkem běžného mechanického směrového řízení vozidla.

Posilovač řízení je zařízení, ve kterém je malý vstupní signál přeměněn v mnohonásobně větší výstupní signál k zaujmutí určité polohy, provedení pohybu nebo silového působení. Úroveň signálu odpovídá svoji velikostí hodnotě měřené veličiny, zůstává stejná a zvyšuje se výstupní výkon u převodníku. Systém posilovače řízení vedle požadované řídicí operace zabezpečuje i zpětnou vazbu do řídicího prvku [5].

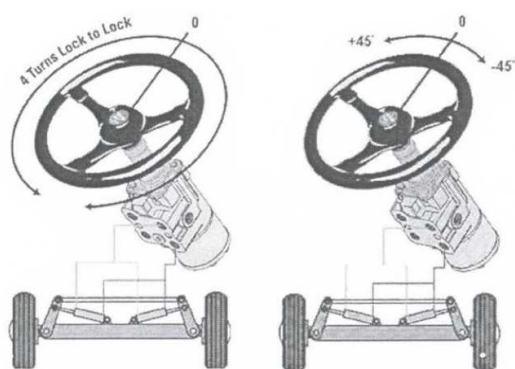
Podle funkčního principu se posilovače rozdělují na typy:

- ✚ mechanicko – hydraulické
- ✚ elektro – hydraulické
- ✚ elektro – mechanické

Tyto tři typy posilovačů se nachází převážně u osobních automobilů. Pro lesní, nebo zemědělskou techniku se stále využívá hydraulický posilovač řízení, ale i ten je již nahrazován modernějšími posilovači řízení.

Mechanicko – hydraulické

Rozlišujeme dvě základní skupiny posilovačů řízení [9]:



tradiční - víceotáčkové měřicí (vlevo)

moderní - rychloservořízení (vpravo).

Obr. 4.1 Posilovače řízení

Tento druh posilovače řízení pracuje na principu hydraulického posilovače řízení s ozubenou tyčí – hřebenem. Zdroj tlaku obvykle bývá lamelový hydrogenerátor, který pracuje jako dvoukomorový. Pohon hydrogenerátoru je realizován pomocí drážkového řemene od motoru. Hydraulický olej je dopravován lamelovým hydrogenerátorem přes ventil, který omezuje průtok a tlak oleje do řídicího ventilu, dále pak do pracovního válce posilovače řízení a zase zpět do nádrže. Hydrogenerátor také obsahuje vnitřní vedlejší průchod (bypass), přes který je veden tlak do ventilu pro omezování průtoku a tlaku

(pojistný ventil). Při vyšším tlaku se tento ventil otevře a tlak se odvádí do sacího vedení zkratkou.

Příklad mechanicko – hydraulického posilovače řízení v osobních automobilech uvádím v příloze A (*Obr. 8.1*).

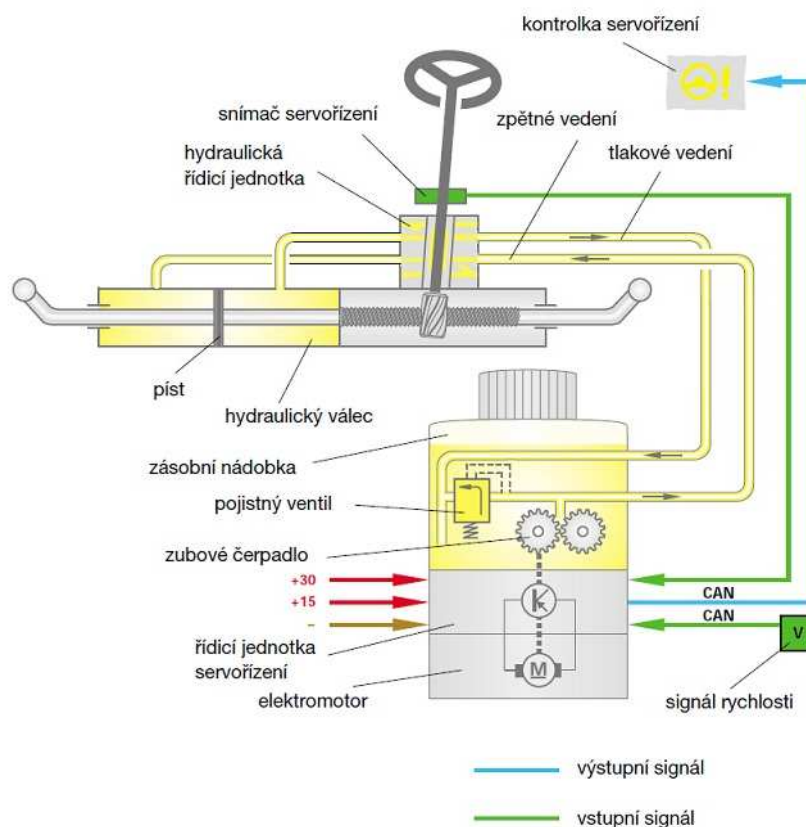
Elektro – hydraulické

Tento systém se označuje jako EPHS (*Electrically Powered Hydraulic Steering* - volně přeloženo jako *elektricky silové hydraulické řízení*). Účinek posilovače je proměnlivý a závisí na aktuální rychlosti vozu. Při pomalé rychlosti je účinek posilovače největší, za to při vyšších rychlostech, by se měl posilovač vypnout (řidič, tak má lepší kontakt s vozovkou – tužší řízení).

Tento typ posilovače má menší energetickou náročnost, která přispívá i k nižší spotřebě vozu [11].

Tlak v systému, který je potřebný pro činnost posilovače řízení vytváří zubový hydrogenerátor (*Obr. 4.2*). U starších typů je hydrogenerátor poháněn od motoru vozidla pomocí drážkového řemene. U nových typů je pohon realizován elektromotorem → je mechanicky nezávislý.

Příklad elektro – hydraulického posilovače řízení v osobních automobilech je uveden v příloze A (*Obr. 8.2*).



Obr. 4.2 Schéma uspořádání systému posilovače řízení

Elektro – mechanické

Tento systém se označuje jako EPS (*Electrical Power Steering* - volně přeloženo jako *elektrické silové řízení*). V dnešní době systém EPS nahrazuje elektro – hydraulický posilovač [11].

Elektromotor elektro – mechanického posilovače je ovládán pomocí elektronické řídicí jednotky. Elektronickou řídicí jednotku ovlivňují faktory:

- ✚ síla působící na volant
- ✚ rychlost vozidla
- ✚ otáčky motoru
- ✚ úhel natočení motoru
- ✚ otáčky servomotoru

Tento typ posilovače způsobí úsporu v pohonných hmotách stejně jako elektro – hydraulický posilovač (cca 0,2 l na 100 km).

Posilovač řízení je aktivován pouze v případě, kdy jej potřebujeme (u běžných posilovačů běží hydrogenerátor neustále), a to při nižších rychlostech, při manévrování a při parkování.

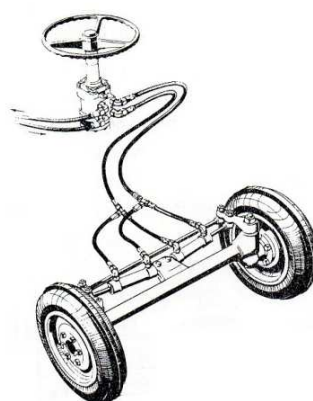
Plně hydraulický posilovač řízení

Plně hydraulický posilovač se vyznačuje tím, že nemá mechanickou vazbu mezi volantem a řízenou nápravou. Natočení kol je přímo úměrné natočení volantu – zde zpětná vazba zajišťuje, že pokud ustane pohyb vozidla, pak přestane i pohyb řízených kol. Při přerušení dodávky tlakového média, se automaticky posilovač řízení mění v nouzové řízení ruční.

K posilovači řízení jsou vedeny 4 hydraulické přípojky. Přívod tlaku (oleje) od hydrogenerátoru (Pump), odvod oleje do nádrže (Tank) a 2 přípojky od jednotky řízení k přímočarému hydromotoru. Připojený hydromotor může být jeden nebo také i dva (Obr. 4.3 a Obr. 4.4).






Obr. 4.3 Příklad plně hydraulického řízení s 1 hydromotorem



Obr. 4.4 Příklad plně hydraulického řízení se 2 hydromotory [1]

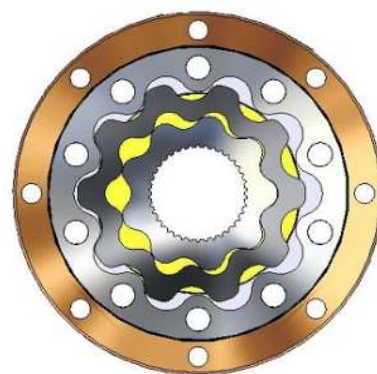
Plně hydraulický posilovač řízení se rozděluje podle konstrukčního uspořádání [1]:

-  S hydrogenerátorem a rozváděčem v jednom bloku
-  Hydrogenerátor a rozváděč jsou samostatné bloky
-  Systém rozložený na dva samostatné obvody (řídící a výkonný)

Příklady zapojení posilovačů řízení od firmy Sauer Danfoss jsou uvedeny v příloze B.



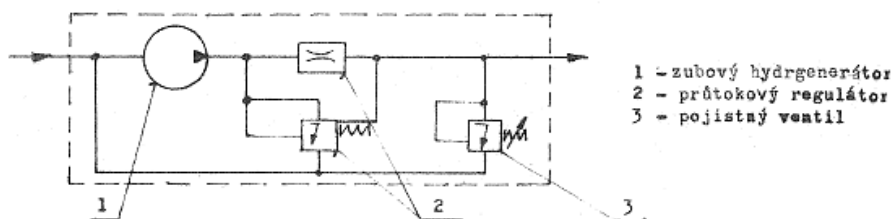
Obr. 4.5 Posilovač řízení firmy Sauer Danfoss v částečném řezu



Obr. 4.6 Řez hydraulického posilovače řízení [20]

Při použití hydraulického posilovače řízení je vhodné zařadit do obvodu hydrogenerátor, který dodává konstantní průtok oleje do obvodu.

Jako příklad hydrogenerátoru s konstantním průtokem je uveden zubový hydrogenerátor ZBC 12-L1 s přítlačnými čely a průtokovým regulátorem od firmy Jihostroj Velešín. Průtokový regulátor je konstruován tak, aby omezoval průtok pracovní kapaliny na potřebné množství v celém rozsahu otáček hydrogenerátoru v určité toleranci. V regulátoru je vestavěn pojistný ventil, který zabráňuje vzestupu tlaku pracovní kapaliny nad maximální seřízenou hodnotu. Přebytečný olej z regulátoru průtoku a pojistného ventilu je odváděn pomocí kanálu ve víku zpět do sání hydrogenerátoru. Hydrogenerátor nasává kapalinu z nádrže, ta se zpětně vrací přes spotřebič (posilovač řízení).



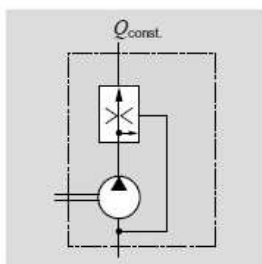
Obr. 4.7 Zubový hydrogenerátor ZBC 12-L1

Dalším vhodným typem hydrogenerátoru může být zubový hydrogenerátor s integrovaným ventilem AZPG – 22 od firmy Bosch Rexroth AG.

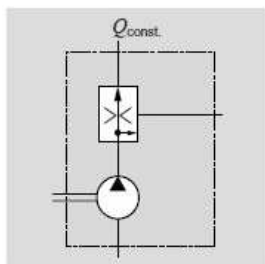


Obr. 4.8 Zubový hydrogenerátor s integrovaným ventilem AZPG – 22 [13]

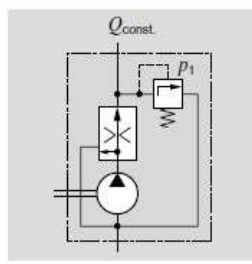
Zubový hydrogenerátor s integrovaným ventilem AZPG – 22 má 4 technické varianty [13]:



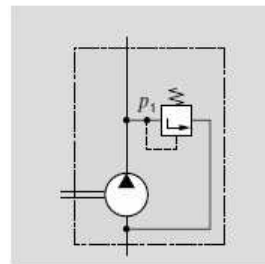
Obr.4.9 3 - cestný průtokový regulátor (zbytkový výkon je v sacím potrubí)



Obr. 4.10 3 - cestný průtokový regulátor (zbytkový výkon je pružný a externí)



Obr. 4.11 3 - cestný průtokový regulátor s pojistným ventilem (zbytkový výkon je v sacím vedení)



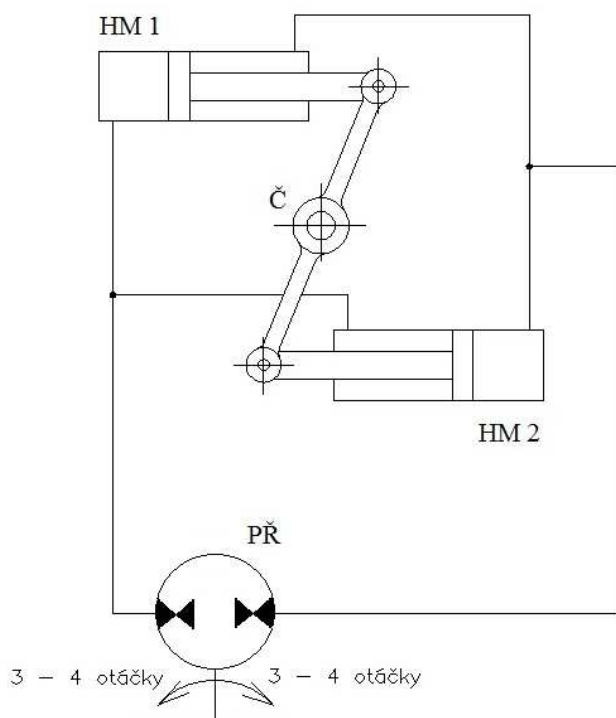
Obr. 4.12 Pojistný ventil (tlakové vedení je v sacím potrubí)

5. NÁVRH POSILOVAČE ŘÍZENÍ

V této kapitole je uveden výpočet posilovače řízení a také měření, které má za úkol ověřit a prohloubit praktické znalosti.

5.1 Výpočet posilovače řízení

Celý výpočet je uveden jako příklad pro konkrétní hodnoty.



Obr. 5.1 Schéma zapojení hydromotorů na posilovač řízení

Popis zařízení

K posilovači řízení **PŘ** jsou paralelně připojeny dva přímočaré hydromotory **HM 1** a **HM 2**. Tyto přímočaré hydromotory mají za úkol simulovat natáčení kol. Pro rovnoměrné vysouvání pístnice přímočaré hydromotoru 1 a zasouvání pístnice přímočaré hydromotoru 2 (a opačně) je potřeba propojení tuhou vazbou, která umožňuje uchycení a otáčení kolem čepu Č.

S posilovačem řízení se otáčí 3 až 4 otáčky na každou stranu.

Zadáno:

- ✚ 2 ks přímočarých hydromotorů
(průměr pístu $D = 50$ mm, průměr pístnice $d = 28$ mm a zdvih $L = 150$ mm)
- ✚ systémový tlak max. 20 MPa (omezeno posilovačem řízení)
- ✚ 3 – 4 otočení volantů na každou stranu
- ✚ geometrický objem posilovače řízení $V_{\text{pos}} = 80 \text{ cm}^3$

Výpočet:

- ✚ objem přímočaré hydromotoru při úplném vysunutí pístnice V_{HM1}

$$V_{\text{HM1}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,15 = 2,95 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \rightarrow 295 \text{ cm}^3 \quad (5.1)$$

- ✚ objem přímočaré hydromotoru při úplném zasunutí pístnice V_{HM2}

$$V_{\text{HM2}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,028^2)}{4} \cdot 0,15$$

(5.2)

$$V_{\text{HM2}} = 2,02 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \rightarrow 202 \text{ cm}^3$$

- ✚ celkový objem V_C obou komor přímočarých hydromotorů

$$V_C = V_{\text{HM1}} + V_{\text{HM2}} = 2,95 \cdot 10^{-4} + 2,02 \cdot 10^{-4} = 4,97 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \rightarrow 497 \text{ cm}^3 \quad (5.3)$$

Objem V_C je potřebný objem, který vznikne při úplném vysunutí pístnice a zasunutí pístnice protilehlého přímočaré hydromotoru. Tento objem a také vzniklé ztráty je nutno naplnit hydrogenerátorem.

✚ kontrola počtu otáček

$$n = \frac{V_C}{V_{Pos}} = \frac{4,97 \cdot 10^{-4}}{80 \cdot 10^{-6}} = 6,21 \quad (5.4)$$

Počet otáček odpovídá předpokladu. Otočení volantem od dorazu kol k dorazu kol je přibližně 6,21.

✚ volba hydrogenerátoru

- rychlost otáčení volantu

Je zvolen čas $t = 2$ s (to je čas, za který obsluha otočí volantem za jednu otáčku).

$$v_{v\ pos} = \frac{n_v}{t} = \frac{1}{2} = 0,5 \text{ m.s}^{-1} \quad (5.5)$$

- Potřebný objemový průtok posilovače řízení

Základním vztahem pro výpočet objemového průtoku posilovače řízení se vychází z rovnice kontinuity:

$$Q_v = S \cdot v = \frac{V}{t} \quad (5.6)$$

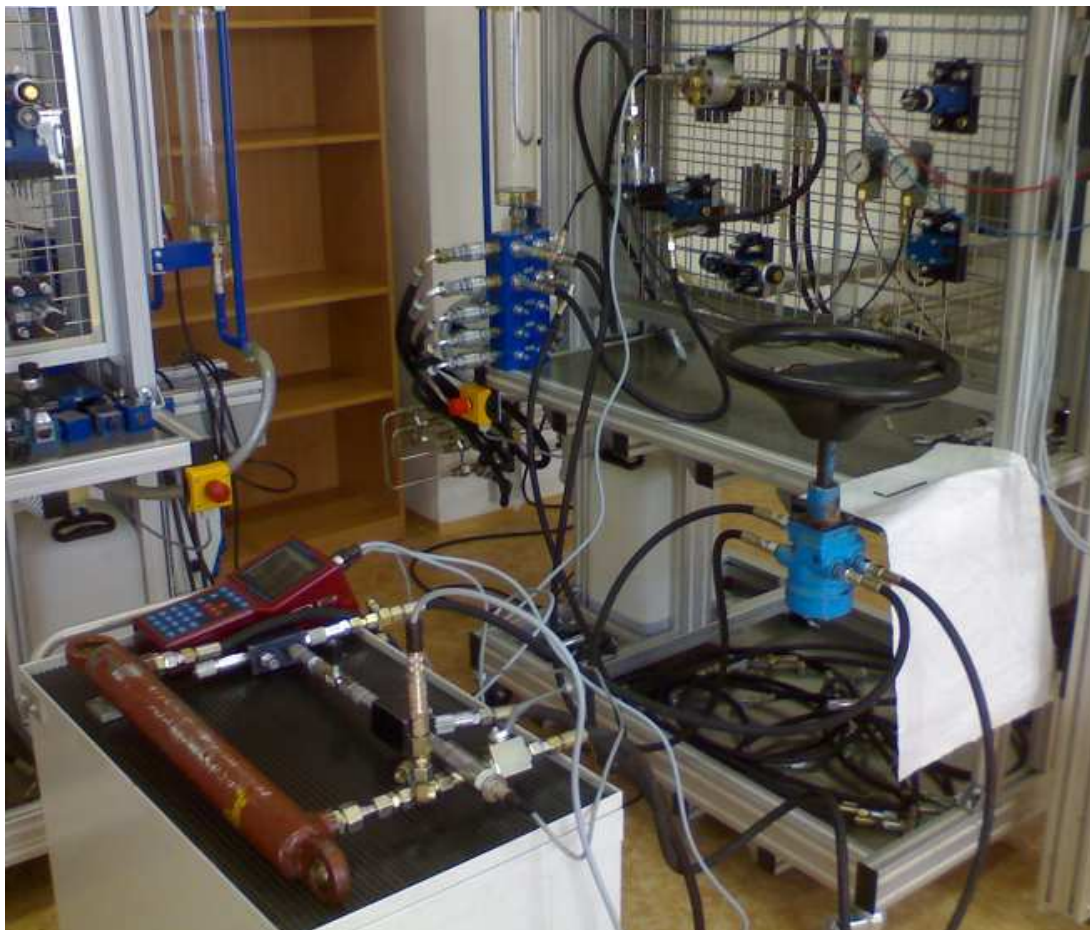
$$Q_{v\ pos} = \frac{V_{pos}}{t} = \frac{80 \cdot 10^{-6}}{2} = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow 2,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.7)$$

- Potřebný objemový průtok hydrogenerátoru

Z katalogu firmy Sauer Danfoss je zvolena objemová účinnost $\eta_Q = 0,9$.

$$Q_{HG} = \frac{Q_{v\ pos}}{\eta_Q} = \frac{40 \cdot 10^{-6}}{0,9} = 44,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow 2,67 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.8)$$

Tento průtok musí hydrogenerátor zajistit. Volí se zubový hydrogenerátor s integrovaným ventilem AZPG-22 od firmy Bosch Rexroth AG. Velikost hydrogenerátoru bude také záviset na otáčkách spalovacího motoru, který bude pohánět hydrogenerátor.



Obr. 5.3 Fotografie experimentálního měření

Celý měřicí obvod je napojen na hydraulický agregát **HA**. Posilovač řízení **PŘ** se skládá z tlakové větve **P**, odpadní větve **T** a výstupů **A** a **B**.



Na tlakovou větev je napojen průtokoměr **PR**, ze kterého je snímán průtok Multi – Systémem 5050 (**M 5050**). Dále je na tlakovou větev napojen redukční ventil **RV**, kterým je nastavován požadovaný systémový tlak. Pro lepší orientaci jsou do systému zařazeny mezi průtokoměr a redukční ventil 2 analogové manometry **M1** a **M2** (snímají tlak před a za redukčním ventilem). Z posilovače řízení je olej odváděn do odpadní větve. Pro snadnější napájení jsou hadice napojeny na základní blok **ZB**.



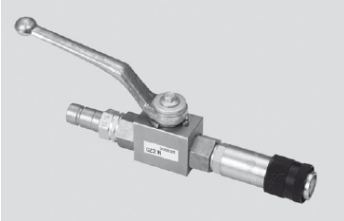
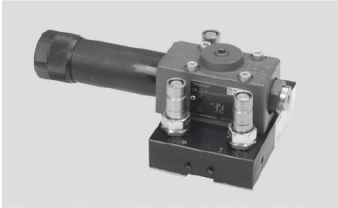


Na výstup A (na posilovači řízení označen jako ZL) je připojen škrticí ventil s obtokem **ŠV** a dvojčinný hydromotor **HM** (tlak působí na stranně mezikružní pístu). Z výstupu B (na posilovači řízení označen jako ZR) je napojen kulový kohout **KK** a dále dvojčinný hydromotor (tlak působí na plnou plochu pístu). Z Multi – Systému 5050 snímáme tlaky (**SP 1 SP2**) před a za hydromotorem.

Při měření je využíváno jednak vysouvání pístnice hydromotoru, jednak zasouvání pístnice hydromotoru, a je třeba zvolit jinou alternativu škrcení výstupní větve B, právě zvolený kulový kohout dokážeme využít jako škrticí prvek.

Specifikace prvků

Při specifikaci prvků se vychází z typového označení. Jsou uvedeny pouze hlavní prvky systému a zanedbány např. hadice, šroubení, t – kusy...

 <p>Obr. 5.4 Snímač tlaku [12]</p>	<p>Typ: HT – PD Měřicí rozsah: 0 – 20 MPa Výstupní signál: 4 – 20 mA Přesnost: $\pm 0,5 \%$ z konečné hodnoty Princip měření: piezo - rezistivní Výrobce: HYDROTECHNIK</p>
 <p>Obr. 5.5 Snímač tlaku [12]</p>	<p>Typ: PR 15 Měřicí rozsah: 0 – 60 MPa Výstupní signál: 4 – 20 mA Přesnost: $\pm 0,5 \%$ z konečné hodnoty Princip měření: piezo - rezistivní Výrobce: HYDROTECHNIK</p>
 <p>Obr. 5.6 Průtokoměr [12]</p>	<p>Typ: GFM 30 Alu Měřicí rozsah: $0,2 - 30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ Max. tlak: 16 MPa Střední teplota: max 120 °C Výstupní signál: 4 – 20 mA Přesnost: $\pm 0,5 \text{ bar}$ nebo lepší Výrobce: HYDROTECHNIK</p>
 <p>Obr. 5.7 Multi - Systém 5050 [12]</p>	<p>Typ: Multi – Systém 5050 Vstup: 2 frekvenční a 4 analogové Vstupní signál: 3,5 V a 30 V Výstupní signál: 0 – 20 mA, 4 – 20 mA nebo 0 – 10 V Toleranční chyba: analogová $\pm 1 \%$ z konečné hodnoty digitální $\pm 0,15 \%$ z naměřené hodnoty Výrobce: HYDROTECHNIK</p>

 <p><i>Obr. 5.8 Analogový manometr</i> [13]</p>	<p>Typ: R900843486 Rozsah: 0 – 10 MPa Výrobce: Bosch Rexroth AG</p>
 <p><i>Obr. 5.9 Škrťací ventil s obtokem</i> [13]</p>	<p>Typ: DRV06-1-1X/V Max. pracovní tlak: 10 MPa Max. průtok: $15 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ Max. teplota: 70°C Výrobce: Bosch Rexroth AG</p>
 <p><i>Obr. 5.10 Kulový kohout</i> [13]</p>	<p>Typ: AB 21 – 18 – 12 LD315 Max. pracovní tlak: 10 MPa Max. teplota: 70°C Výrobce: Bosch Rexroth AG</p>
 <p><i>Obr. 5.11 Třícestný redukční ventil</i> [13]</p>	<p>Typ: DR6 DP1 – 53/75YN Max. pracovní tlak: 31,5 MPa Max. průtok: $60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ Max. teplota: 70°C Výrobce: Bosch Rexroth AG</p>
 <p><i>Obr. 5.12 Přímočarý hydromotor</i></p>	<p>Typ: EH 40/28 - 480 Max. pracovní tlak: 18 MPa Výrobce: Hydraulics s.r.o.</p>
 <p><i>Obr. 5.13 Posilovač řízení</i></p>	<p>Typ: 80/12 Max. pracovní tlak: $160 \text{ Kp} \cdot \text{cm}^{-2} \rightarrow 16 \text{ MPa}$ Geometrický objem: 80 cm^3 Výrobce: Orsta Hydraulik</p>

Tab. 5.1 Specifikace prvků

Měřeno na hydraulickém agregátu ($Q_{v \max} = 30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 10 \text{ MPa}$, $t_{\text{oleje}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$).

Postup měření

1. Skladba obvodu – identifikace a výběr prvků.
2. Zapojení snímače tlaků a průtoku do Multi – Systému 5050 a provede se základní nastavení snímačů (číslo portu, výstupní signál, měřicí rozsah...).
3. V M 5050 se nastaví parametry měření (vzorkovací frekvence 30 ms, doba měření 120 s).
4. Zkontroluje se těsnost a upevnění hadic a prvků, zcela se otevře kulový kohout a škrťací ventil.
5. Je spuštěn agregát s hydrogenerátorem na konstantní průtok.
6. Redukčním ventilem se nastaví požadovaný systémový tlak 70 bar.
7. Zvolí se vhodný průtok na škrťacím ventilu.
8. Volantem přes posilovač řízení se zasouvá pístnice přímočarého hydromotoru do koncové polohy.
9. Spustí se měření na M 5050 a otáčí se volantem tak dlouho, než se pístnice přímočarého hydromotoru celá vysune a zůstane zastavena na dorazu hydromotoru, pozoruje se chování celého systému.
10. Získaná data se přenesou do počítače a dále se vyhodnotí v podobě grafů.

Celý postup měření se opakuje také pro měření zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru. Liší se pouze v nastavení „škrčení“ kulového kohoutu.

Postup je naprosto obdobný jako pro měření při systémovém tlaku 30 bar pro vysouvání a zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru.

Měření probíhalo i při vypnutém zdroji tlakové energie.

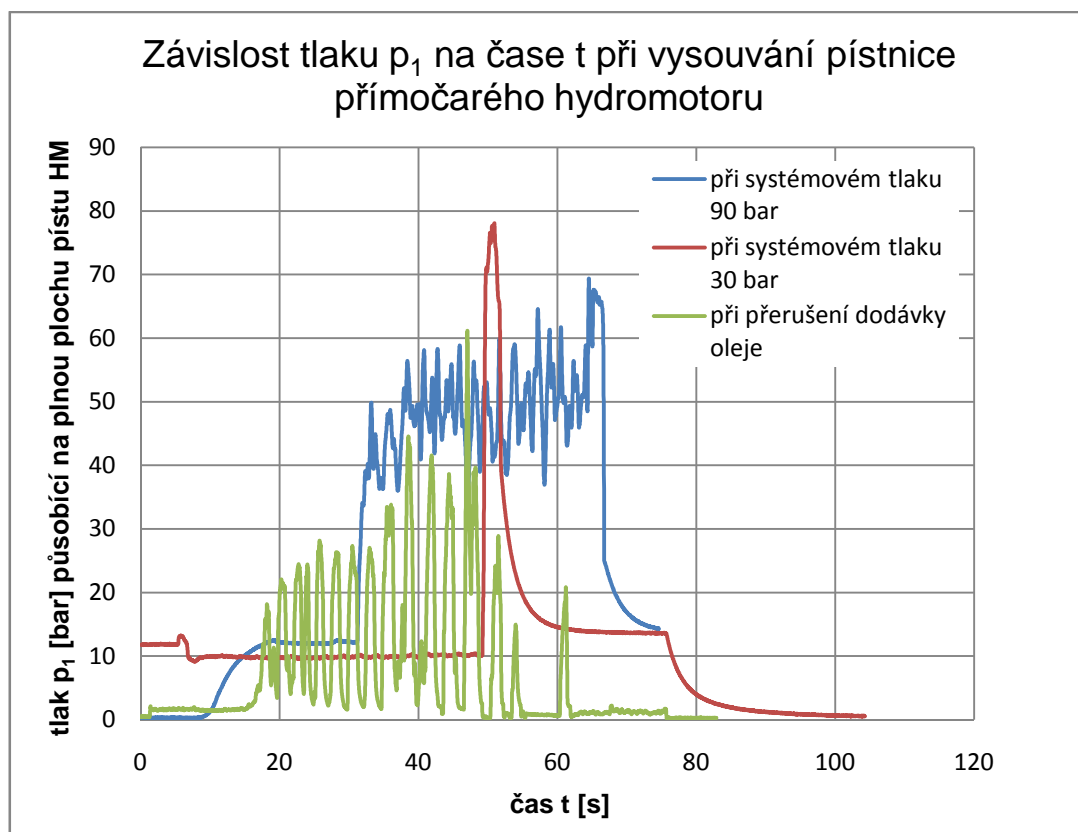
Popis chování

Pro systémový tlak 90 bar – otáčení volantu bylo velice jednoduché. Účinek posilovače byl nejvyšší. Pohyby pístnice přímočarého hydromotoru při vysouvání a zasouvání byly rychlé.

Pro systémový tlak 30 bar – otáčení volantu oproti předchozímu měření vyžadovalo větší sílu. Zde bylo provedeno i simulování vyšší síly působící na volant. Posilovač řízení částečně dopomáhal systému, tedy plnil v omezené míře i funkci hydrogenerátoru.

Při vypnutém zdroji tlakové energie – otáčení volantu bylo nejtěžší z celého měření. Účinek posilovače byl nejnižší. V tomto stavu posilovač řízení plnil v plném rozsahu přímo funkci hydrogenerátoru. Vypnutý zdroj tlakové energie vytvořil simulaci poruchy stroje.

Grafické vyhodnocení



Obr. 5.14 Závislost tlaku p_1 na čase t při vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru

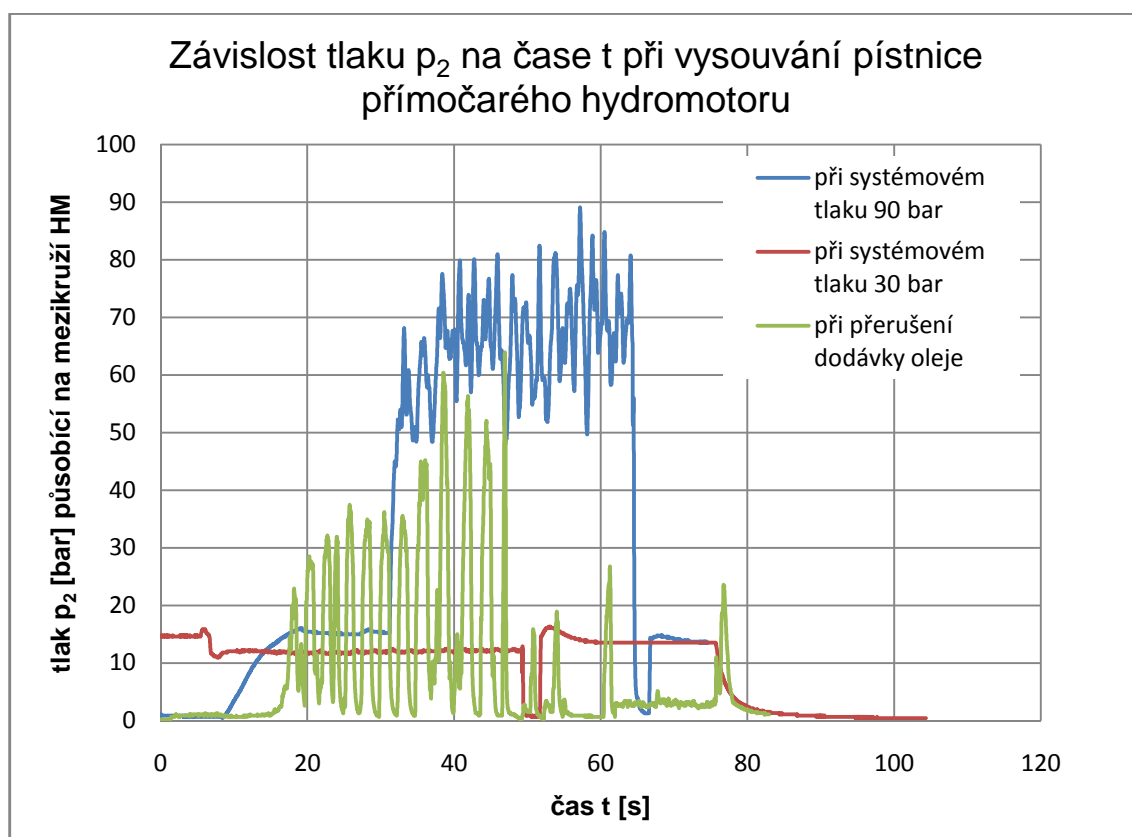
Na Obr. 5.14 jsou znázorněny závislosti naměřených tlaků p_1 působících na plnou plochu pístu přímočarého hydromotoru na čase t , při vysouvání pístnice hydromotoru pro dvě nastavení systémových tlaků a také při přerušení dodávky oleje.

Při nastavení systémového tlaku na redukčním ventilu 90 bar (největší systémový tlak při měření), je točení volantem nejsnadnější, protože tlak působící na plochu pístu je největší. Na křivce projevuje rostoucí tendence tlaků p_1 změnou působícího momentu

na volant posilovače řízení. Největší úsilí na otáčení volantem je vynaloženo při přerušení dodávky oleje. V tomto režimu pracuje posilovač řízení jako hydrogenerátor a dokáže v omezené míře výpadek hydrogenerátoru nahradit.

Z grafu lze vidět, že při nastavení systémového tlaku 90 bar, měření přibližně trvalo 75 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček 70 bar. Pro nastavení systémového tlaku 30 bar, měření přibližně trvalo 105 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček téměř 80 bar. A při přerušení dodávky měření přibližně trvalo 78 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček 60 bar.

Je zde vidět také překonání vnitřních odporů se vzrůstající tlakovou změnou, při nastavení tlaku 90 bar přibližně od 30 s a při přerušení dodávky oleje přibližně od 18 s.

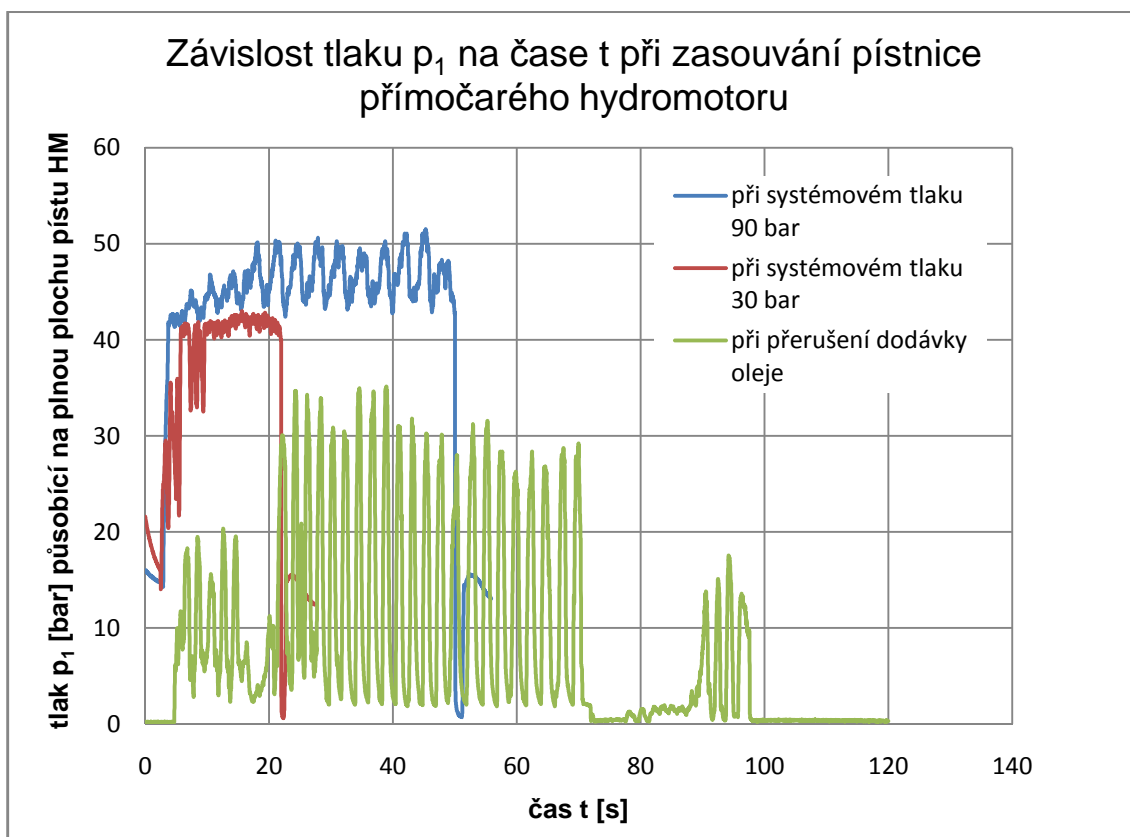


Obr. 5.15 Závislost tlaku p_2 na čase t při vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru

Na Obr. 5.15 jsou znázorněny závislosti naměřených tlaků p_2 působících na mezikruží pístu přímočarého hydromotoru na čase t , při vysouvání pístnice hydromotoru pro dvě nastavení systémových tlaků a také při přerušení dodávky oleje.

Z grafu je patrná multiplikace tlaku. Oproti měření tlaku p_1 při vysouvání, kdy tlak kolísá pro 90 bar okolo tlaku 50 bar, nyní kolísá tlak p_2 pro 90 bar okolo 70 bar. Při nastavení systémového tlaku 90 bar, měření přibližně trvalo 75 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček 90 bar. Pro nastavení systémového tlaku 30 bar, měření přibližně trvalo 105 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček přibližně 18 bar. A při přerušení dodávky měření přibližně trvalo 78 s a dosahovalo maximálních hodnot špiček 60 bar.

Je zde vidět také překonání vnitřních odporů vzrůstající tlakovou změnou, při nastavení 90 bar přibližně od 30 s a při přerušení dodávky oleje přibližně od 18 s.

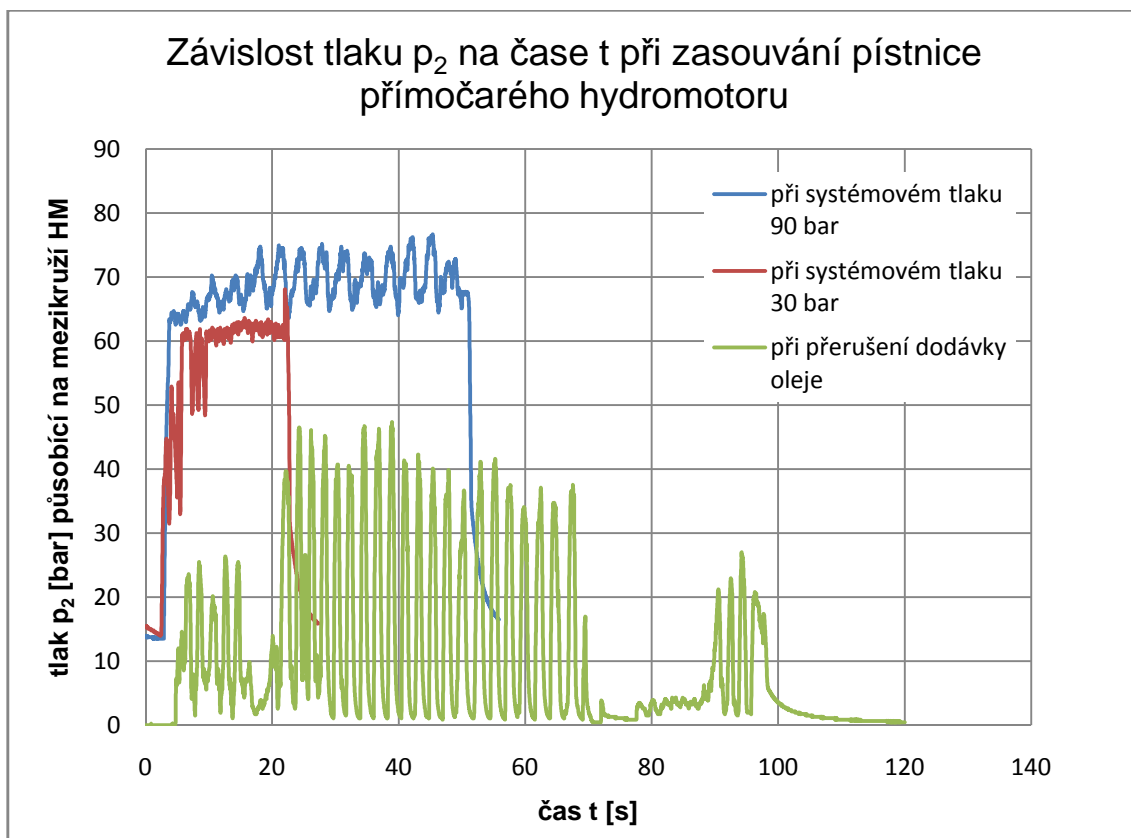


Obr. 5.16 Závislost tlaku p_1 na čase t při zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru

Na Obr. 5.16 jsou znázorněny závislosti naměřených tlaků p_1 působících na plnou plochu pístu přímočarého hydromotoru na čase t , při zasouvání pístnice hydromotoru pro dvě nastavení systémových tlaků a také při přerušení dodávky oleje.

Z grafu lze vidět, že při nastavení systémového tlaku 90 bar, měření přibližně trvalo 58 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček přibližně 50 bar. Pro nastavení systémového tlaku 30 bar, měření přibližně trvalo 30 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček přibližně 40 bar. A při přerušení dodávky měření přibližně trvalo 20 s a dosahovalo maximálních hodnot špiček přibližně 35 bar.

Je zde vidět také překonání vnitřních odporů vzrůstající tlakovou změnou, při nastavení 90 bar přibližně od 5 s, pro nastavení 30 bar přibližně také 5 s a při přerušení dodávky oleje přibližně od 7 s.

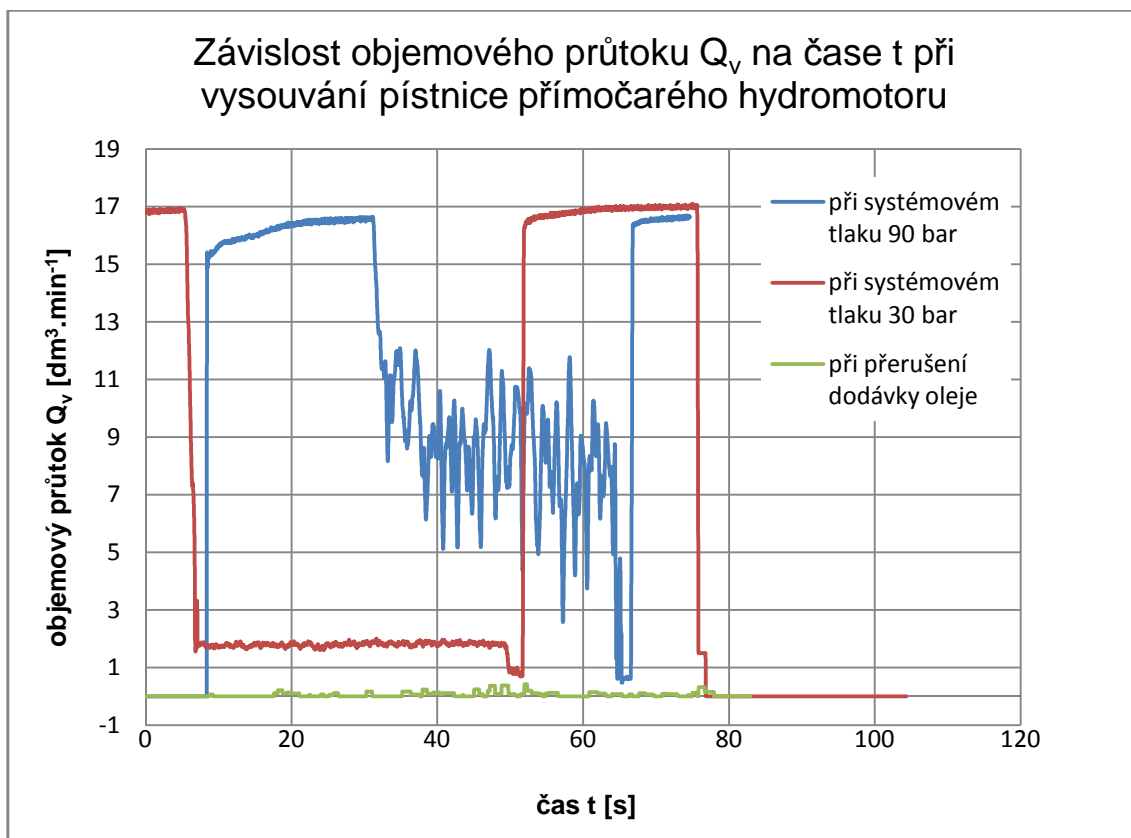


Obr. 5.17 Závislost tlaku p_2 na čase t při zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru

Na Obr. 5.17 jsou znázorněny závislosti naměřených tlaků p_2 působících na mezikruží pístu přímočarého hydromotoru na čase t , při zasouvání pístnice hydromotoru pro dvě nastavení systémových tlaků a také při přerušení dodávky oleje.

Z grafu je patrná multiplikace tlaku z tlaku p_1 (Obr. 5.16) na tlak p_2 . Při nastavení systémového tlaku 90 bar, měření přibližně trvalo 58 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček přibližně 75 bar. Pro nastavení systémového tlaku 30 bar, měření přibližně trvalo 30 s a dosahovalo maximálních hodnot tlakových špiček přibližně 63 bar. A při přerušení dodávky měření přibližně trvalo 20 s a dosahovalo maximálních hodnot špiček přibližně 45 bar.

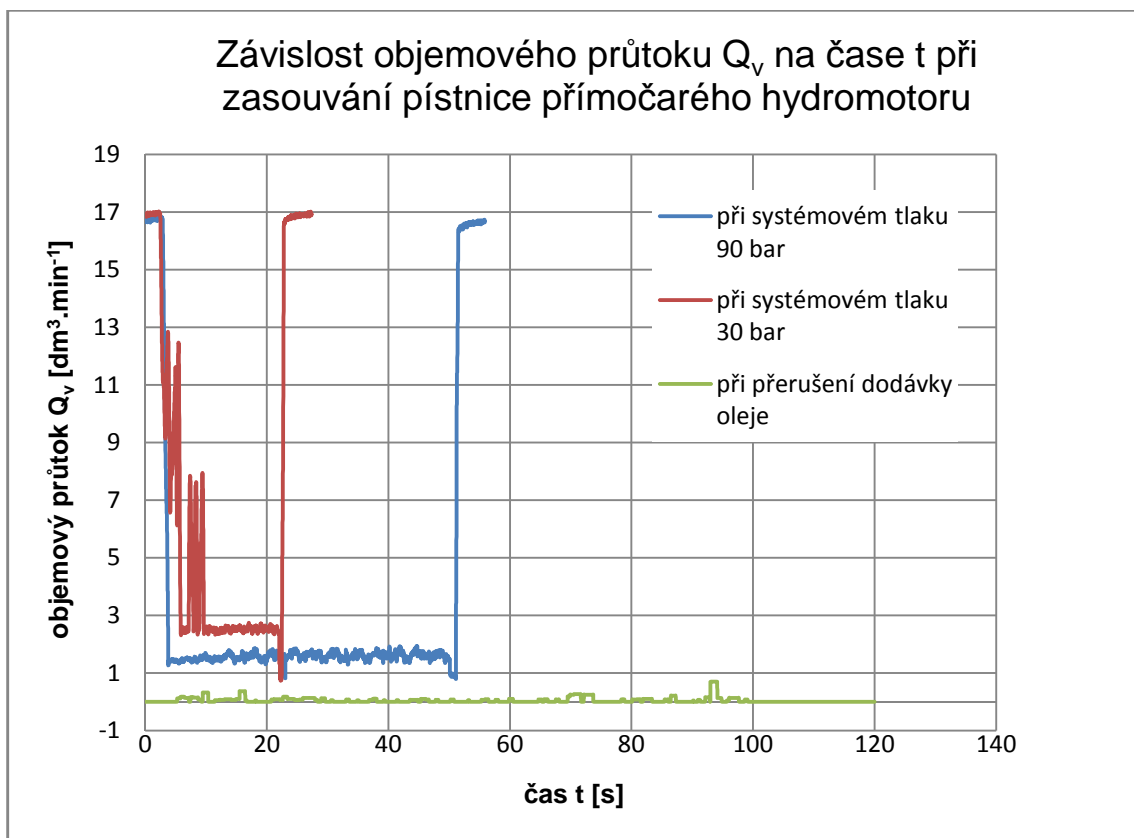
Je zde vidět také překonání vnitřních odporů vzrůstající tlakovou změnou, při nastavení 90 bar přibližně od 5 s, pro nastavení 30 bar přibližně také 5 s a při přerušení dodávky oleje přibližně od 7 s.



Obr. 5.18 Závislost objemového průtoku Q_v na čase t při vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru

Na *Obr. 5.18* jsou znázorněny závislosti naměřených objemových průtoků Q_v působících na plnou plochu pístu přímočarého hydromotoru na čase t , při vysouvání pístnice hydromotoru pro dvě nastavení systémových tlaků a také při přerušení dodávky oleje.

Z grafu lze vidět, že při nastavení systémového tlaku 90 bar, měření přibližně trvalo 75 s a dosahovalo maximálních hodnot průtokových špiček přibližně $17 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pro nastavení systémového tlaku 30 bar měření přibližně trvalo 105 s a dosahovalo maximální hodnoty průtokových špiček přibližně $17 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. A při přerušení dodávky měření přibližně trvalo 83 s a dosahovalo maximálních hodnot průtokových špiček přibližně $0 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 5.19 Závislost objemového průtoku Q_v na čase t při zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru

Na Obr. 5.19 jsou znázorněny závislosti naměřených objemových průtoků Q_v působící na plnou plochu pístu přímočarého hydromotoru na čase t , při vysouvání pístnice hydromotoru pro dvě nastavení systémových tlaků a také při přerušení dodávky oleje.

Z grafu lze vidět, že při nastavení systémového tlaku 90 bar měření přibližně trvalo 50 s a dosahovalo maximálních hodnot průtokových špiček přibližně $17 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pro nastavení systémového tlaku 30 bar měření přibližně trvalo 23 s a dosahovalo maximální hodnoty průtokových špiček přibližně také $17 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. A při přerušení dodávky měření přibližně trvalo 120 s a dosahovalo maximálních hodnot průtokových špiček přibližně $0 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

6. ZÁVĚR

Celá diplomová práce se člení na dvě části:

- ✚ Návrh hydraulického pohonu hydraulické ruky
- ✚ Posilovač řízení mobilního stroje

V úvodní části se diplomová práce zabývá popisem řešení ovládání hydraulické ruky. Je zde uvedeno několik možností řešení otáčecího zařízení hydraulické ruky, rotátorů, drapáků a také i možnosti ovládání.

Dále jsou zde navrženy jednotlivé hydraulické prvky na konkrétním zařízení. Silový rozbor posloužil především k výpočtu přímočarých hydromotorů, umístěných mezi jednotlivými částmi hydraulických ramen a stabilizačních patek. Také je zde proveden návrh otáčecího ústrojí celé hydraulické ruky vůči přívěsu a světlosti vedení. Veškeré parametry vycházejí ze skutečných hodnot zadání pro daný typ stroje.

Ve druhé části se diplomová práce zabývá posilovači řízení mobilních strojů. Je zpracován velmi podrobný přehled posilovačů řízení. Do této kapitoly je zařazena rovněž i problematika řízení mobilních strojů bez posilovače řízení.

Funkce posilovačů řízení je ověřena, jednak výpočtem, ale také i experimentálním měřením, které se provádělo v laboratoři. V této kapitole je rovněž uveden návrh obvodu, popis měření a specifikace jednotlivých použitých prvků. Vyhodnocení je v podobě grafů. Jsou zvoleny závislosti tlaku působícího na plnou plochu pístu přímočarého hydromotoru na čase ($p_1 - t$) při vysouvání a zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru, závislost tlaku působícího na mezikruží pístu přímočarého hydromotoru na čase ($p_2 - t$) pro zasouvání a vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru a závislost objemového průtoku na čase ($Q_v - t$) při vysouvání a zasouvání pístnice přímočarého hydromotoru. Z měření vyplývá, že lze při přerušení dodávky oleje posilovačem řízení řídit mobilní stroj. V tomto stavu pracuje posilovač řízení plně jako hydrogenerátor.

Tato diplomová práce může být použita jako návod při zpracování stejné nebo podobné tematiky mobilního stroje.

7. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

Skripta:

- [1] KOPÁČEK, J. *Mechanické a hydraulické převody – Hydraulické převody*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 2001, 186 s., dotisk 1. Vydání, ISBN 80 – 7078 – 413 - X
- [2] PAVLOK, B.; HRUŽÍK, L.; BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2007, 123 s., 1. Vydání, ISBN 80 – 7078 – 037 - 1
- [3] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinné mechanismy*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 2005, 156 s., 2. Vydání, ISBN 80 – 248 – 0856 - 0
- [4] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1990, 336 s.
- [5] JEŘÁBEK, K.; HELEBRANT, F.; JURMAN J.; VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce – Silniční stroje*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 1996, 466 s., 1. vydání. ISBN 80 – 7078 – 389 – 3.
- [6] HESSE, H.; BREDENFELD, G.; GRIESE, K.; LÖDIGE, H.; MOHN, U.; PUDSYUHN, R.; SCHMIDT, H.; WIES, W. *Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von landwirtschaftlichen Traktoren*. Expert verlag, Renningen, 2004, 174 s., 1. vydání. ISBN 3 – 8169 – 2299 – 6.
- [7] PISZCZALKA, J.; MAGA, J. *Mechanizácia rastlinnej výroby*. Skripta SPU Nitra, 2002, 196 s.

Internetové prameny:

- [8] Hydraulika mobilních pracovních strojů [online]. [cit. 2009-23-10]. URL:<<http://www.338.vsb.cz/PDF/02HYDRO-MOB.pdf>>.
- [9] Hydraulika v automobilech [online]. [cit. 2009-24-10]. URL:<<http://www.338.vsb.cz/PDF/01HYDRO-AUTA.pdf>>.
- [10] Řídící ústrojí [online]. [cit. 2009-26-10]. URL:<<http://fs1.vsb.cz/~ric69/Sumperk/Rizeni.pdf>>.
- [11] Lexikon techniky [online]. [cit. 2009-10-11]. URL:< <http://www.volkswagen.cz/lexikon/>>.
- [12] Hydrotechnik [online]. [cit. 2010-04-12]. URL:< <http://www.hydrotechnik.co.uk>>.

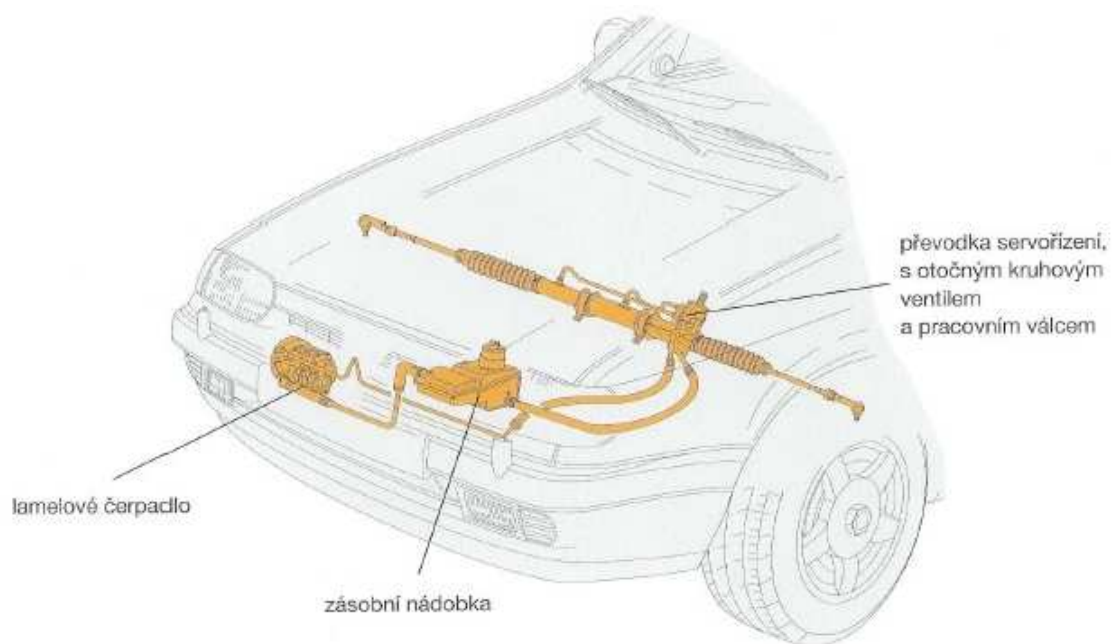
- [13] Bosch Rexroth AG [online]. [cit. 2010-04-16].
URL:< [http:// www.boschrexroth.com](http://www.boschrexroth.com)>.
- [14] B AGRO Březová s.r.o. [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:<<http://www.b-agro.cz>>.
- [15] Steindl - Palfinger [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:< <http://www.stepakran.com/>>.
- [16] Hydraulické jeřáby PENZ [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:< <http://www.penz.cz/index.htm>>.
- [17] PDS Benešov [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:< <http://www.pdsbenesov.cz/images/bagr2.jpg>>.
- [18] OS-KOM spol. s r.o. [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:< <http://www.oskom.cz/cz/produkty/dalkove-ovladani-hetronic/c51>>.
- [19] Jihlavan a.s. [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:< <http://www.jihlavan.cz/sekcni-rozvadece.html>>.
- [20] Heiden inc. [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:< http://www.heidenco.com/rotators_RSV.htm >.
- [21] Indexator. [online]. [cit. 2010-04-25].
URL:<<http://www.indexator.se/default.asp?id=1799&parent=4723&family=914&type=1002&familytype=1>>.
- [22] ARGO – HYTOS s.r.o. [online]. [cit. 2010-05-01].
URL:<<http://www.argo-hytos.com/>>.
- [23] HYDROCOM s.r.o. [online]. [cit. 2010-05-01].
URL:< <http://www.hydrocom.cz/sortiment/ventily/>>.
- [24] HKS [online]. [cit. 2010-05-01].
URL:< <http://www.hks-partner.com/produkte/drehantriebe/zahnstangenritzel/dzk/> >.
- [25] HANSA - FLEX [online]. [cit. 2010-05-01].
URL:< <http://cat.hansa-flex.com/cs/product/901273>>.
- [26] Heizomat [online]. [cit. 2010-05-01].
URL:< www.heizomat.cz/pdf/HEIZOHACK.pdf>.

Firemní literatura a katalogové listy:

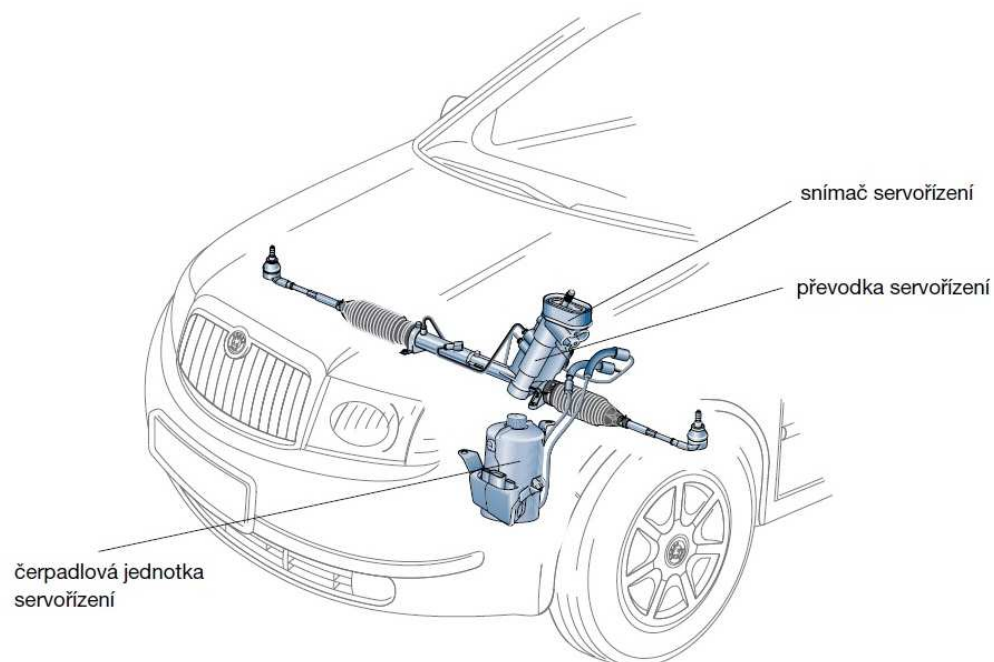
Jihostroj Velešín, Mitas a.s., Sauer Danfoss, Škoda Auto, Ostroj Opava, Orsta Hydraulik

8. PŘÍLOHY

A) Příklady posilovačů řízení ve vozech Škoda



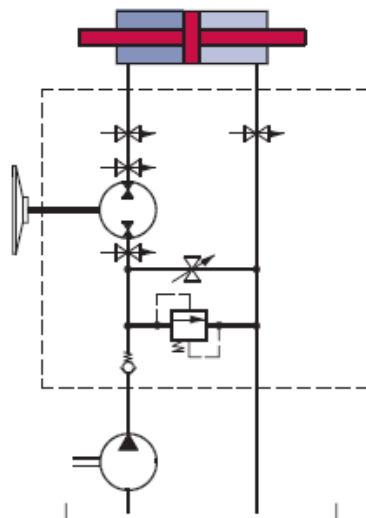
Obr. 8.1 Příklad mechanicko - hydraulického posilovače řízení v osobních vozech



Obr. 8.2 Příklad elektro - hydraulického posilovače řízení v osobních vozech

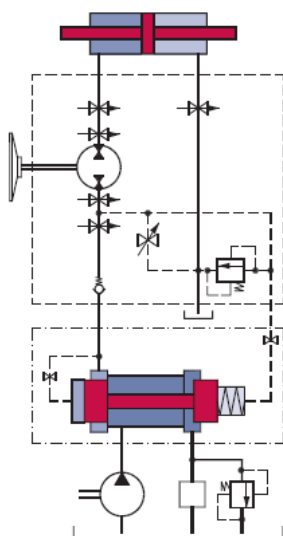
B) Příklady schémat s posilovačem řízení (Sauer Danfoss)

Firma Sauer Danfoss je světovým výrobcem posilovačů řízení pro mobilní techniku, využívá zubových hydrogenerátorů speciálních konstrukcí – ORBITROLŮ.



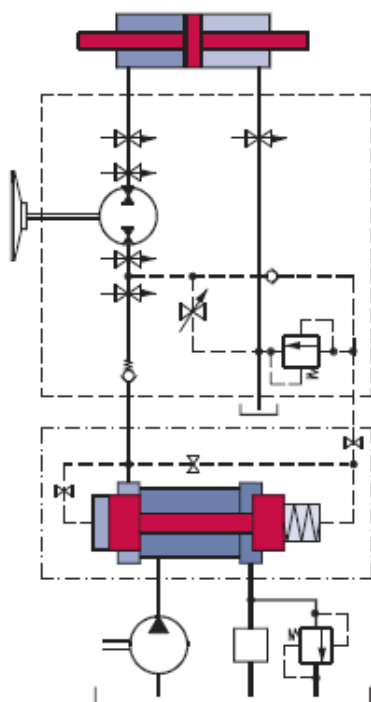
Obr. 8.3 Řízení s otevřeným středem

- Hydrogenerátor dodává samostatně olej do řídicího obvodu.
- Okamžitá reakce řízených kol při záběru volantů.
- Vysoký komfort řízení po celou dobu řízení zátěže.
- Jednoduchý systém se stabilním řízením za všech podmínek.



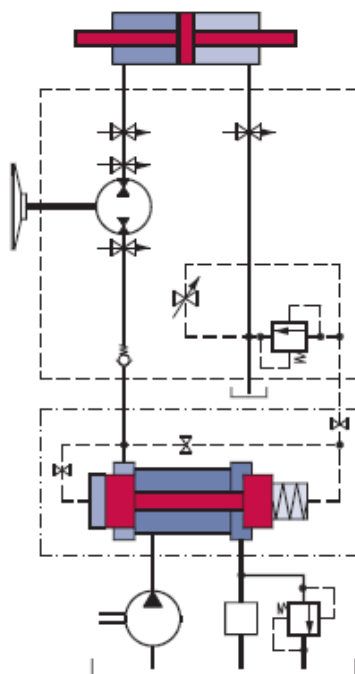
Obr. 8.4 Řízení se statickým LS (OSP)

- Označováno jako první generace LS.
- V LS je olej dodáván hydrogenerátorem přes prioritní ventil.
- Řízení je s minimální ztrátovou energií.



Obr. 8.5 Řízení s dynamickým LS (OSP)

- ✚ Označováno jako druhá generace LS.
- ✚ Dynamika systému umožňuje rychlou reakci při rozběhu.
- ✚ Možnost spouštění za velmi chladných podmínek.

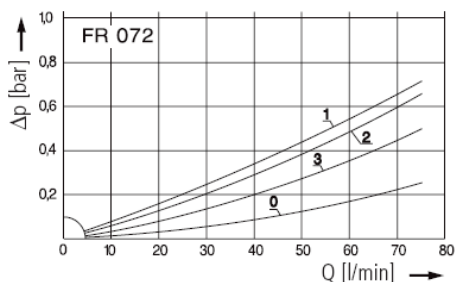


Obr. 8.6 Řízení s dynamickým LS (OSPF)

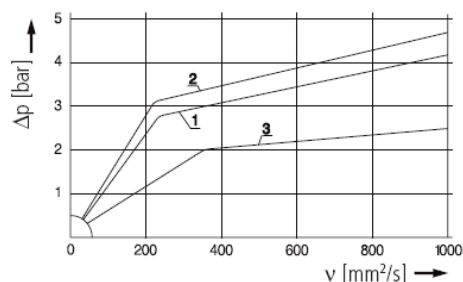
- ✚ Označováno jako třetí generace LS.
- ✚ Lepší dynamické vlastnosti.
- ✚ Obvod velmi dobře tlumí negativní řídicí síly.
- ✚ Pro vyšší řídicí síly.
- ✚ Omezen pouze kapacitou a nastavením tlaku.

C) Tlakové ztráty na prvcích v obvodu

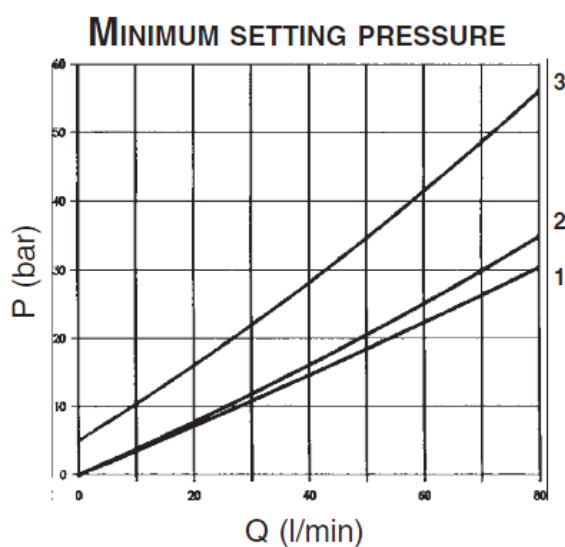
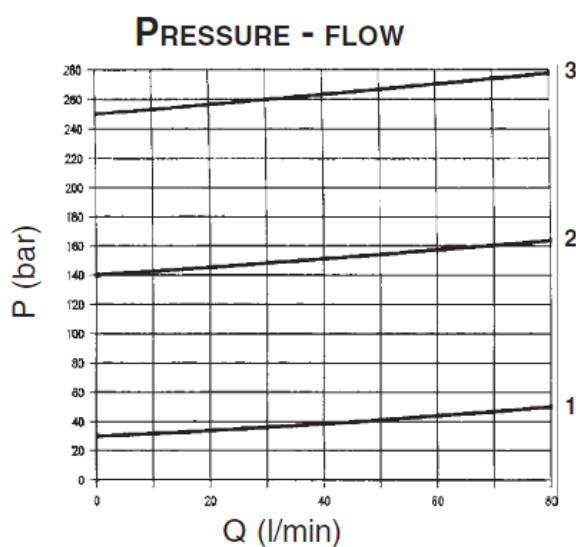
Pressure drop as a function of the **flow volume**
at $v = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ (0 = casing empty)



Pressure drop as a function of the **kinematic viscosity**
at nominal flow

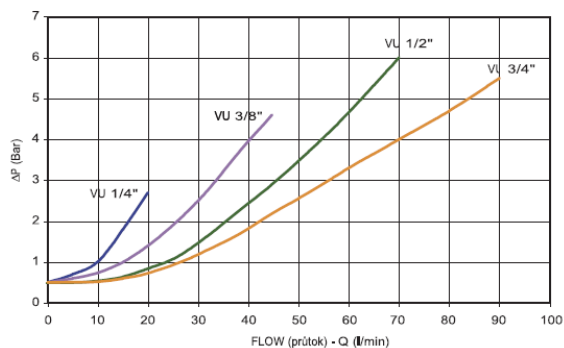


Obr. 8.7 Tlakové ztráty na zpětném filtru FR 072 [22]

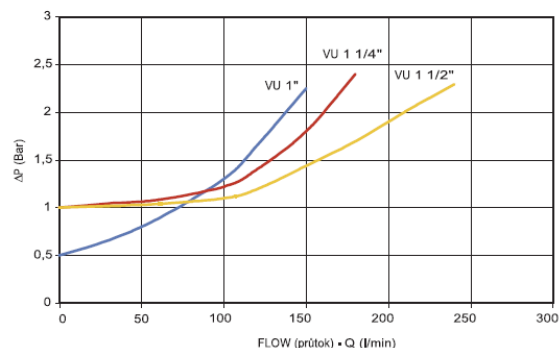


Obr. 8.8 Tlakové ztráty na pojistném ventilu VMP 20C3002 [23]

Křivky tlakových ztrát / Pressure drops curve

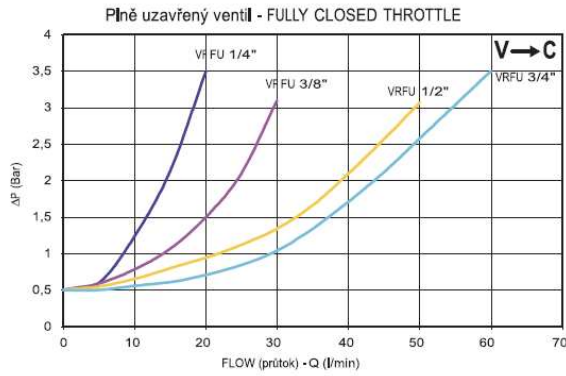


Teplota oleje: 50 °C – Viskozita: 30 cSt
Oil temperature: 50 °C – Oil viscosity: 30 cSt

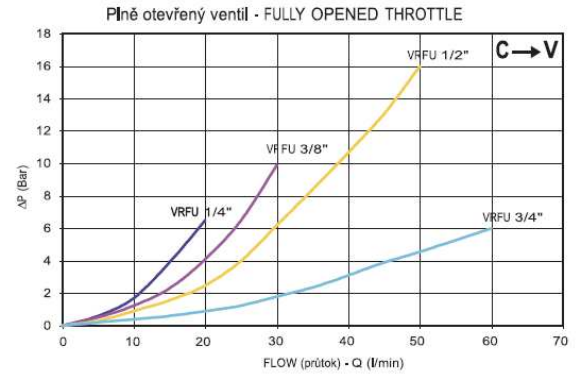


Obr. 8.9 Tlakové ztráty na jednosměrném ventilu VU 1/2" [23]

Křivky tlakových ztrát / Pressure drops curve

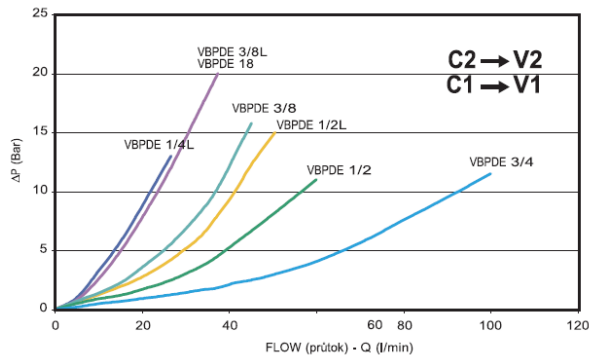


Teplota oleje: 50 °C – Viskozita: 30 cSt
Oil temperature: 50 °C – Oil viscosity: 30 cSt

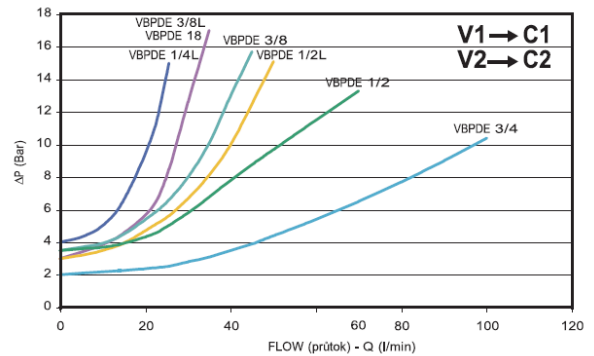


Obr. 8.10 Tlakové ztráty na škrtícím ventilu s obtoky VRFU 90° 3/4" [23]

Křivky tlakových ztrát / Pressure drops curve

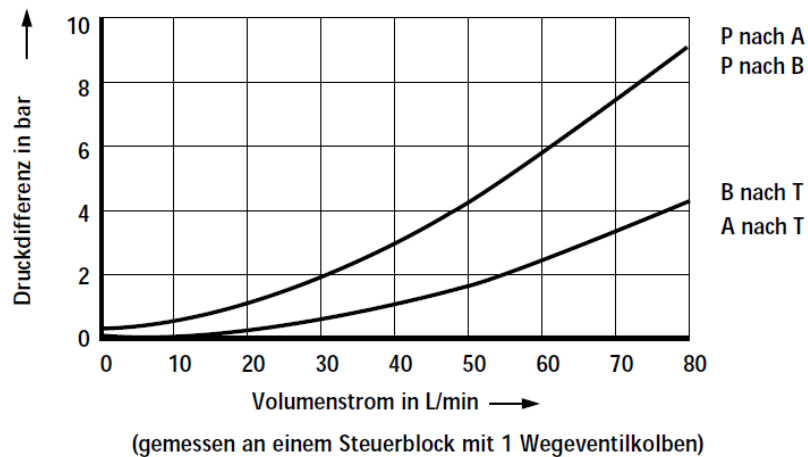


Teplota oleje: 50 °C – Viskozita: 30 cSt
Oil temperature: 50 °C – Oil viscosity: 30 cSt

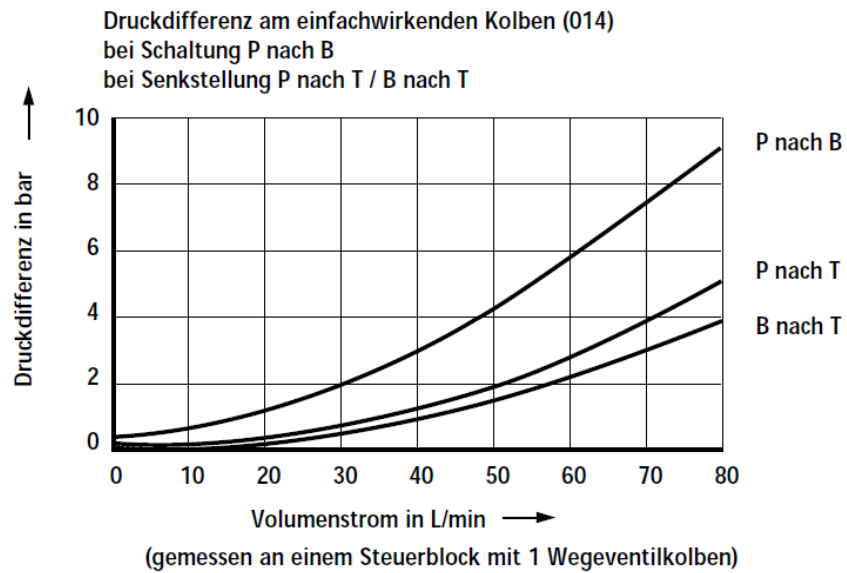


Obr. 8.11 Tlakové ztráty na hydraulickém zámku VBPDE 1/2" [23]

Druckdifferenz am doppelwirkenden Kolben (001-011)
 bei Schaltung P nach A / B nach T
 bei Schaltung P nach B / A nach T

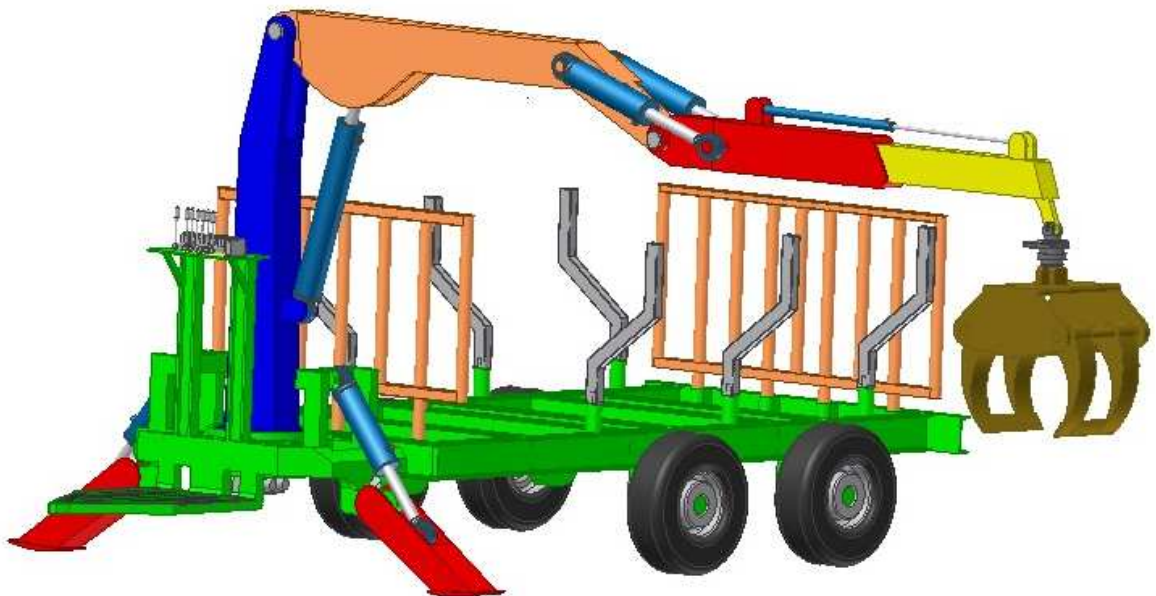


Obr. 8.12 Tlakové ztráty na sedmi sekčním rozváděči 7SM12L1X/EV180

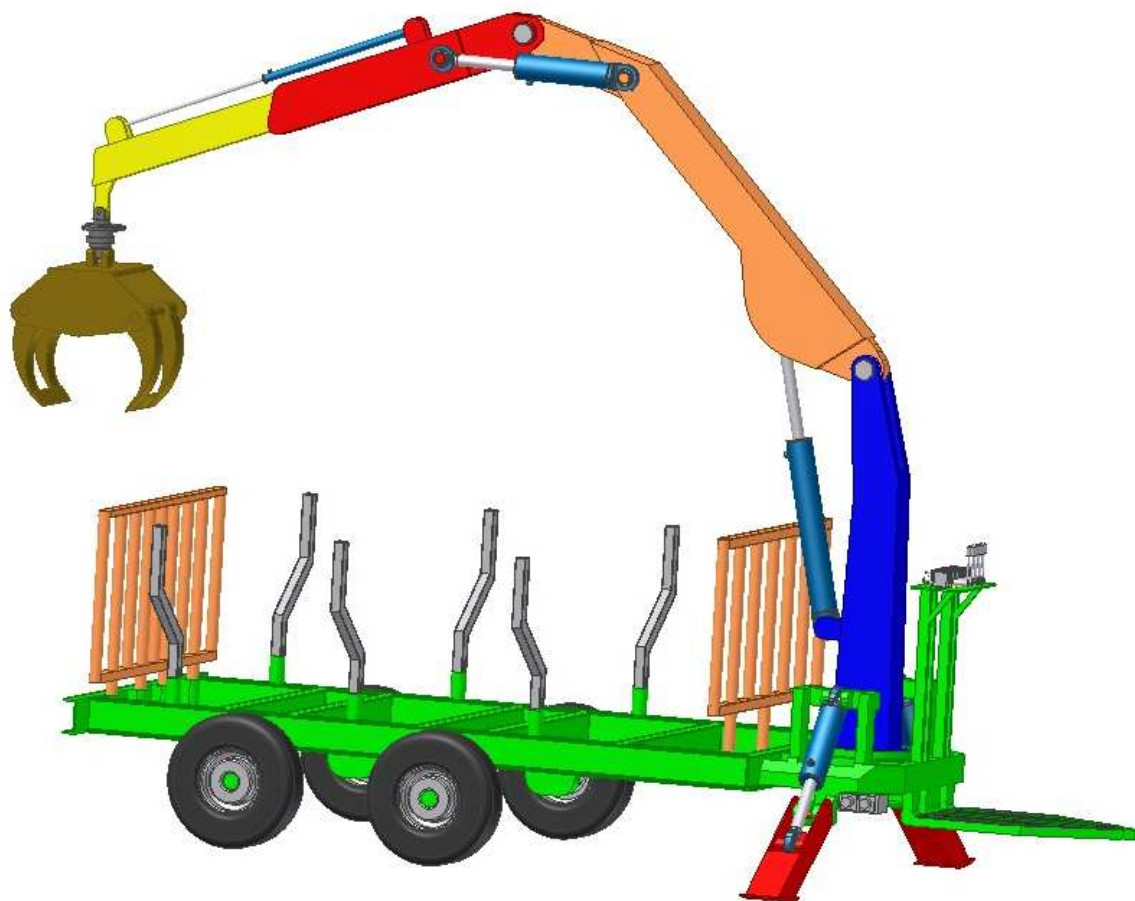


Obr. 8.13 Tlakové ztráty na sedmi sekčním rozváděči 7SM12LIX/EV180

D) Model ve 3D



Obr. 8.14 Model přívěsu s hydraulickou rukou ve 3D



Obr. 8.15 Model přívěsu s hydraulickou rukou ve 3D